

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Lanový naviják pro vytažení lodi na břeh

Winch to pull the boat ashore

Student:

Radek Olbrecht

Osobní číslo:

OLB0011

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.

Ostrava 2020

Zadání bakalářské práce

Student: **Radek Olbrecht**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**
Téma: **Lanový naviják pro vytažení lodí na břeh
Winch to Pull the Boat Ashore**
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Navrhnete a pevnostně zkontrolujete lanový naviják s ozubeným převodem pro vytažení lodí na břeh. Naviják navrhnete tak, aby na cívku navijáku bylo možno navinout alespoň 30 m ocelového lana o vhodném průměru, velikost tažné síly je 300 N. Pohon je ruční pomocí kliky. Převody zakrytujete. Mazání řešíte plastickým mazivem. Celý vrátek bude upevněn šrouby k ocelové konstrukci na břehu, jejíž parametry vám dodá vedoucí práce. Tyto šrouby navrhnete. Výkresová dokumentace bude obsahovat sestavu celého navijáku a výrobní výkres dílu dle určení vedoucí práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

1. BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: Části strojů 1. Praha: SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
2. BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: Části strojů 2. Praha: SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00046-8.
3. DEJL, Zdeněk. Konstrukce strojů a zařízení I: Spojovací části strojů. Návrh, výpočet, konstrukce. 1. vydání. Ostrava: Montanex a.s., 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
4. DRASTÍK, František a kol. Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex a.s., 1999. 722 s. ISBN 80-85780-95-X.
5. KŘÍŽ, R., VÁVRA, P. Strojírenská příručka. 1. vyd. Praha: 1993-1998. 8 svazků.
6. NĚMČEK, M. : Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje. Druhé vydání Skripto VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8, 111 s.
7. KALÁB, K.: Části a mechanismy strojů-teorie+projekty, www-stránky kat. 347, 2015.
8. Fotodokumentace (elektronická).
9. Firemní katalogy, prospekty, normy a www-stránky s danou problematikou.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18. 5. 2020

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'J. Konec', is written over a horizontal dotted line.

Podpis studenta

Prohlašuji že:

- Jsem si vědom, že na tuto moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněná v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byli VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на вѣдомі, že podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. 5. 2020



Adresa studenta:

Podpis studenta

Radek Olbrecht

Nové Těchanovice 18

749 01, Vítkov

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

OLBRECHT, R. *Lanový naviják k vytažení lodi na břeh - Bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, katedra Částí a mechanismů strojů, 2020, 55 s. Vedoucí práce: Hurníková, Š.

Bakalářská práce je zaměřena na návrh ručního lanového navijáku s převodem a krytem tohoto převodu. Úvodní část se zaměřuje na rozdělení a příslušenství navijáků a je v ní i uvedeno několik navijáků, které lze nalézt na trhu. Následující kapitola je zaměřena na konstrukci navrhovaného navijáku. Jsou zde popsány hlavní části výsledného produktu s obrázky pro lepší představu o popisované části navijáku. Obrázky jsou pořízeny z vlastní konstrukce navijáku v programu Autodesk Inventor Professional 2019. Dále je zde popsán způsob ukotvení lana na bubnu. Třetí kapitola je zaměřena na návrhové a pevnostní výpočty hlavních částí navijáku. Lze zde najít návrh lana a lanového bubnu, převodu a kontrolu jeho částí, například statickou kontrolu hřídelů.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

OLBRECHT, R. *Winch to pull the boat ashore – Bachelor thesis*. Ostrava: VSB – Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2020, 55 p. Thesis head: Hurníková, Š.

The bachelor's thesis is focused on the design of a manual rope winch with a gear and a cover for this gear. The introductory part focuses on the division and accessories of winches and it also lists several winches that can be found on the market. The following chapter focuses on the construction of the proposed winch. The main parts of the final product are described here with pictures for a better idea of the described part of the winch. Images are taken from Autodesk Inventor Professional 2019's own winch design. Here's how to anchor the rope to the drum. The third chapter is focused on design and strength calculations of the main parts of the winch. Here you can find the design of the rope and rope drum, the transmission and the inspection of its parts, such as the static inspection of the shafts.

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucí práce paní Ing. Šárce Hurníkové, Ph.D za rady a cenné připomínky při vypracování práce. Dále děkuji panu prof. Dr. Ing. Miloši Němčkovi za rady ohledně výpočtové části práce.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	10
Úvod	16
1. Navijáky	17
1.1. Typy navijáků podle pohonu	17
1.2. Oblasti využití navijáků	18
1.3. Příslušenství navijáků	22
1.3.1. Lana	22
1.3.2. Převody	23
1.4. Navijáky na trhu	25
2. Konstrukce navijáku	27
2.1. Lano	27
2.2. Lanový buben	28
2.3. Řetězový převod	28
2.4. Pohon	29
2.5. Ukotvení lana	29
2.6. Kryt převodu	30
2.7. Ložiska	31
2.8. Bočnice	31
3. Výpočtová část	33
3.1. Určení průměru lana	33
3.2. Rozměry lanového bubnu	33
3.3. Délka a hmotnost lana	34
3.4. Otáčky a krouticí momenty	36
3.5. Návrh řetězového převodu	37
3.6. Pevnostní kontrola prvního stupně řetězového převodu	41
3.7. Pevnostní kontrola druhého stupně řetězového převodu	42
3.8. Návrh a kontrola kliky	43
3.9. Spojení kol s hřídeli	46
3.10. Statická kontrola hřídelů	50
4. Závěr	51
5. Použitá literatura	52

6.	Seznam příloh.....	55
----	--------------------	----

Seznam použitých značek a symbolů

Symbol:	Název/popis:	Jednotka:
a	Rozměr kliky	[mm]
A ₁	Osová vzdálenost kol 1 a 2	[mm]
a ₁	vzdálenost síly F ₁ a reakce R _{A1}	[mm]
a _{1b}	vzdálenost mezi místem B vstupního hřídele a reakcí R _{B1}	[mm]
A ₂	Osová vzdálenost kol 3 a 4	[mm]
a ₂	vzdálenost síly F ₂ a reakce R _{A2}	[mm]
a _{2b}	vzdálenost reakce R _{A2} a místa C předlohového hřídele	[mm]
a _B	vzdálenost síly F _{mL} a reakce R _{AB}	[mm]
a _{Bb}	vzdálenost síly F ₂ a místa C lanového bubnu	[mm]
a _s	vzdálenost prvního šroubu od působíště momentu	[mm]
b	rozměr kliky	[mm]
b ₁	vzdálenost síly F ₁ a reakce R _{B1}	[mm]
b ₁₅	šířka ložiska PCMF 151809 E	[mm]
b _{1b}	vzdálenost reakce R _{B1} a místa A vstupního hřídele	[mm]
b ₂	vzdálenost sil F ₁ a F ₂	[mm]
b ₂₅	šířka ložiska PCMF 252811_5 E	[mm]
b _{2b}	vzdálenost síly F ₂ a místa B předlohového hřídele	[mm]
B _B	šířka bubnu	[mm]
b _B	vzdálenost sil F _{mL} a F ₂	[mm]
b _{Bb}	vzdálenost reakce R _{BB} a místa C lanového bubnu	[mm]
b _{k1}	šířka spoje mezi kolem 1 a vstupním hřídelem	[mm]
b _{k2}	šířka spoje mezi kolem 2 a předlohovým hřídelem	[mm]
b _{k3}	šířka spoje mezi kolem 3 a předlohovým hřídelem	[mm]
b _{k4}	šířka spoje mezi kolem 4 a lanovým bubnem	[mm]
b _s	vzdálenost druhého šroubu od působíště momentu	[mm]
C ₁	součinitel spoje kola 1 a vstupního hřídele	[-]
c ₁	vzdálenost síly F _ě a reakce R _{B1}	[mm]
c _{1b}	vzdálenost síly F _ě a místa A vstupního hřídele	[mm]
C ₂	součinitel spoje kola 2 a předlohového hřídele	[-]
c ₂	vzdálenost síly F ₁ a reakce R _{B2}	[mm]
c _{2b}	vzdálenost reakce R _{B2} a místa A předlohového hřídele	[mm]
C ₃	součinitel spoje kola 3 a předlohového hřídele	[-]
C ₄	součinitel spoje kola 4 a předlohového hřídele	[-]
c _B	vzdálenost síly F ₂ a reakce R _{BB}	[mm]
c _{Bb}	vzdálenost reakce R _{BB} a místa A lanového bubnu	[mm]
D ₀	průměr lanového bubnu	[mm]
D ₁	průměr první vrstvy navinutého lana	[mm]
d ₁	průměr spoje mezi kolem 1 a vstupním hřídelem	[mm]
D _{1ř}	roztečný průměr kola 1	[mm]
D ₂	průměr druhé vrstvy navinutého lana	[mm]
d _{2z}	střední průměr závitu	[mm]
d _{2b}	vzdálenost síly F ₁ a místa B předlohového hřídele	[mm]
d ₂	průměr spoje mezi kolem 2 a předlohovým hřídelem	[mm]
D _{2ř}	roztečný průměr kola 2	[mm]
D ₃	průměr třetí vrstvy navinutého lana	[mm]

d_{3z}	malý průměr závitu	[mm]
d_3	průměr spoje mezi kolem 3 a předlohovým hřídelem	[mm]
D_{3r}	roztečný průměr kola 3	[mm]
d_4	průměr spoje mezi kolem 4 a lanovým bubnem	[mm]
D_{4r}	roztečný průměr kola 4	[mm]
d_{os1}	průměr osazení kola 1	[mm]
d_{os2}	průměr osazení kola 2	[mm]
d_{os3}	průměr osazení kola 3	[mm]
d_{os4}	průměr osazení kola 4	[mm]
d_{Bb}	vzdálenost reakce R_{BB} a místa B lanového bubnu	[mm]
d_{h1A}	průměr vstupního hřídele v místě A	[mm]
d_{h1B}	průměr vstupního hřídele v místě B	[mm]
d_{h2A}	průměr předlohového hřídele v místě A	[mm]
d_{h2B}	průměr předlohového hřídele v místě B	[mm]
d_{h2C}	průměr předlohového hřídele v místě C	[mm]
d_{hBA}	průměr hřídele lanového bubnu v místě A	[mm]
d_{hBB}	průměr hřídele lanového bubnu v místě B	[mm]
d_{hBC}	průměr hřídele lanového bubnu v místě C	[mm]
d_{hBD}	průměr hřídele lanového bubnu v místě D	[mm]
d_{hBE}	průměr hřídele lanového bubnu v místě E	[mm]
d_L	průměr lana	[mm]
d_{l1}	průměr vstupního hřídele pod ložiskem	[mm]
d_{l2}	průměr předlohového hřídele pod ložiskem	[mm]
d_{lB}	průměr hřídele lanového bubnu pod ložiskem	[mm]
DMR	dolní mezní rozměr díry	[mm]
dmr	dolní mezní rozměr hřídele	[mm]
E	modul pružnosti v tahu oceli	[MPa]
e_{2b}	vzdálenost reakce R_{B2} a místa B předlohového hřídele	[mm]
e_{Bb}	vzdálenost reakce R_{BB} a místa C lanového bubnu	[mm]
f	součinitel tření ve stykové ploše nalisovaného spoje	[-]
F_1	tahová síla řetězu prvního stupně	[N]
F_2	tahová síla řetězu druhého stupně	[N]
f_{Bb}	vzdálenost reakce R_{AB} a místa D lanového bubnu	[mm]
F_{c1}	tahová složka odstředivé síly prvního stupně	[N]
F_{c2}	tahová složka odstředivé síly druhého stupně	[N]
$F_{\check{c}}$	síla člověka	[N]
F_L	tahová síla v laně	[N]
F_{m1}	tahová síla dolní větve řetězu prvního stupně	[N]
F_{m2}	tahová síla dolní větve řetězu druhého stupně	[N]
F_{max}	maximální síla působící na šroub	[N]
F_{mL}	tíhová síla lana	[N]
F_N	osová síla ve šroubu	[N]
F_{o1}	obvodová síla řetězu prvního stupně	[N]
F_{o2}	obvodová síla řetězu druhého stupně	[N]
$F_{př1}$	síla k přetržení řetězu prvního stupně	[N]
$F_{př2}$	síla k přetržení řetězu druhého stupně	[N]
F_{ptmin}	minimální síla k přetržení lana	[N]
f_s	součinitel tření mezi spojovanými součástmi	[-]

F_{s1}	síla v prvním šroubu	[N]
F_{s2}	síla ve druhém šroubu	[N]
F_t	třecí síla mezi spojovanými součástmi	[N]
f_z	součinitel tření v závitu šroubu	[-]
g	tíhové zrychlení	[ms ⁻¹]
g_{Bb}	vzdálenost reakce R_{AB} a místa E lanového bubnu	[mm]
HMR	horní mezní rozměr díry	[mm]
hmr	horní mezní rozměr hřídele	[mm]
i_1	převodový poměr prvního stupně	[-]
i_2	převodový poměr druhého stupně	[-]
I_A	setrvačný moment v místě A kliky	[mm ⁴]
I_B	setrvačný moment v místě B kliky	[mm ⁴]
i_s	počet šroubů	[-]
k	bezpečnost proti prokluzu spojovaných součástí	[-]
k_{d1}	dynamická bezpečnost prvního stupně	[-]
k_{d2}	dynamická bezpečnost druhého stupně	[-]
k_L	bezpečnost proti přetržení lana	[-]
k_{lis}	bezpečnost nalisovaného spoje	[-]
k_{s1}	statická bezpečnost prvního stupně	[-]
k_{s1A}	statická bezpečnost v místě A vstupního hřídele	[-]
k_{s1B}	statická bezpečnost v místě B vstupního hřídele	[-]
k_{s2}	statická bezpečnost druhého stupně	[-]
k_{s2A}	statická bezpečnost v místě A předlohového hřídele	[-]
k_{s2B}	statická bezpečnost v místě B předlohového hřídele	[-]
k_{s2C}	statická bezpečnost v místě C předlohového hřídele	[-]
k_{sBA}	statická bezpečnost v místě A lanového bubnu	[-]
k_{sBB}	statická bezpečnost v místě B lanového bubnu	[-]
k_{sBC}	statická bezpečnost v místě C lanového bubnu	[-]
k_{sBD}	statická bezpečnost v místě D lanového bubnu	[-]
k_{sBE}	statická bezpečnost v místě E lanového bubnu	[-]
k_{ss}	statická bezpečnost šroubu	[-]
k_{ssB}	statická bezpečnost ve středu bubnu	[-]
L_{L1}	délka lana v první vrstvě	[mm]
L_1	výpočtová délka vstupního hřídele	[mm]
L_{L2}	délka lana ve druhé vrstvě	[mm]
L_2	výpočtová délka předlohového hřídele	[mm]
L_{L3}	délka lana ve třetí vrstvě	[mm]
L_B	výpočtová délka lanového bubnu	[mm]
L_c	celková délka lana	[mm]
l_k	délka kliky	[mm]
l_{kA}	vzdálenost místa A kliky od síly	[mm]
l_{kB}	vzdálenost místa B kliky od síly	[mm]
L_{min}	minimální délka lana	[mm]
l_n	délka náboje kliky	[mm]
M	moment působící na šrouby	[Nmm]
M_{1A}	ohybový moment v místě A vstupního hřídele	[Nmm]
M_{1B}	ohybový moment v místě B vstupního hřídele	[Nmm]
m_{1m}	hmotnost 1m lana	[kg]

$m_{1mř1}$	hmotnost 1m řetězu prvního stupně	[kg]
$m_{1mř2}$	hmotnost 1m řetězu druhého stupně	[kg]
M_{2A}	ohybový moment v místě A předlohového hřídele	[Nmm]
M_{2B}	ohybový moment v místě B předlohového hřídele	[Nmm]
M_{2C}	ohybový moment v místě C předlohového hřídele	[Nmm]
M_{BA}	ohybový moment v místě A lanového bubnu	[Nmm]
M_{BB}	ohybový moment v místě B lanového bubnu	[Nmm]
M_{BC}	ohybový moment v místě C lanového bubnu	[Nmm]
M_{BD}	ohybový moment v místě D lanového bubnu	[Nmm]
M_{BE}	ohybový moment v místě E lanového bubnu	[Nmm]
m_c	hmotnost lana	[kg]
M_{k1}	Krouticí moment na vstupním hřídeli	[Nmm]
M_{k2}	Krouticí moment na předlohovém hřídeli	[Nmm]
M_{kB}	krouticí moment na lanovém bubnu	[Nmm]
M_{kL}	krouticí moment na lanovém bubnu od síly v laně	[Nmm]
M_{oA}	ohybový moment v místě A kliky	[Nmm]
M_{oB}	ohybový moment v místě B kliky	[Nmm]
M_{osB}	ohybový moment ve středu bubnu	[Nmm]
n_1	otáčky vstupního hřídele	[min ⁻¹]
n_2	otáčky předlohového hřídele	[min ⁻¹]
n_B	otáčky lanového bubnu	[min ⁻¹]
$n_{lichá}$	počet závitů lana v liché vrstvě	[-]
$n_{sudá}$	počet závitů lana v sudé vrstvě	[-]
P	stoupání závitu	[mm]
p_1	tlak v ložisku vstupního hřídele	[MPa]
p_{1max}	maximální tlak ve spoji kola 1 a vstupního hřídele	[MPa]
p_{1min}	minimální tlak ve spoji kola 1 a vstupního hřídele	[MPa]
P_2	výkon na předlohovém hřídeli	[W]
p_2	tlak v ložisku předlohového hřídele	[MPa]
p_{2max}	maximální tlak ve spoji kola 2 a předlohového hřídele	[MPa]
p_{2min}	minimální tlak ve spoji kola 2 a předlohového hřídele	[MPa]
p_{3max}	maximální tlak ve spoji kola 3 a předlohového hřídele	[MPa]
p_{3min}	minimální tlak ve spoji kola 3 a předlohového hřídele	[MPa]
p_{4max}	maximální tlak ve spoji kola 4 a lanového bubnu	[MPa]
p_{4min}	minimální tlak ve spoji kola 4 a lanového bubnu	[MPa]
P_B	výkon na lanovém bubnu	[W]
p_B	tlak v ložisku lanového bubnu	[MPa]
$P_{\check{c}}$	dlouhodobý výkon člověka	[W]
P_{D1}	diagramový výkon prvního stupně	[W]
p_{d1}	dovolený tlak v prvním stupni	[MPa]
P_{D2}	diagramový výkon druhého stupně	[W]
p_{d2}	dovolený tlak ve druhém stupni	[MPa]
p_k	tlak ve tvarovém spoji kliky	[MPa]
p_{max}	maximální dovolený tlak na ložisko	[MPa]
p_{v1}	vypočtený tlak v prvním stupni	[MPa]
p_{v2}	vypočtený tlak ve druhém stupni	[MPa]
r	rádus přechodu	[mm]
R_{A1}	reakce v podpěře A vstupního hřídele	[N]

R_{A2}	reakce v podpěře A předlohového hřídele	[N]
R_{AB}	reakce v podpěře A lanového bubnu	[N]
R_{B1}	reakce v podpěře B vstupního hřídele	[N]
R_{B2}	reakce v podpěře B předlohového hřídele	[N]
R_{BB}	reakce v podpěře B lanového bubnu	[N]
Re	mez kluzu vybraného materiálu	[MPa]
S_1	plocha kloubu řetězu prvního stupně	[mm ²]
S_2	plocha kloubu řetězu druhého stupně	[mm ²]
S_B	tloušťka stěny bubnu	[mm]
t_1	rozteč článků řetězu prvního stupně	[mm]
t_2	rozteč článků řetězu druhého stupně	[mm]
v_1	obvodová rychlost v ložisku vstupního hřídele	[ms ⁻¹]
v_2	obvodová rychlost v ložisku předlohového hřídele	[ms ⁻¹]
v_B	obvodová rychlost v ložisku lanového bubnu	[ms ⁻¹]
v_{max}	maximální dovolená obvodová rychlost v ložisku	[ms ⁻¹]
x_B	volený násobek průměru bubnu, k výpočtu jeho šířky	[-]
x_L	volený násobek průměru lana, k výpočtu průměru bubnu	[-]
x_s	volený násobek průměru lana, k výpočtu tloušťky stěny	[-]
x_F	výška působíště tahové síly v laně	[-]
Y_1	činitel rázu prvního stupně	[-]
Y_2	činitel rázu druhého stupně	[-]
z	vzdálenost krajního vlákna od neutrální osy	[mm]
z_1	počet zubů kola 1	[-]
z_2	počet zubů kola 2	[-]
z_3	počet zubů kola 3	[-]
z_4	počet zubů kola 4	[-]
α	úhel metrického závitu	[°]
α_σ	součinitel tvaru pro ohyb	[-]
α_τ	součinitel tvaru pro krut	[-]
$\Delta D/2$	rozteč vrstev lana	[mm]
Δh_{1max}	maximální přesah ve spoji kola 1 a vstupního hřídele	[mm]
Δh_{1min}	minimální přesah ve spoji kola 1 a vstupního hřídele	[mm]
Δh_{2max}	maximální přesah ve spoji kola 2 a předlohového hřídele	[mm]
Δh_{2min}	minimální přesah ve spoji kola 2 a předlohového hřídele	[mm]
Δh_{3max}	maximální přesah ve spoji kola 3 a předlohového hřídele	[mm]
Δh_{3min}	minimální přesah ve spoji kola 3 a předlohového hřídele	[mm]
Δh_{4max}	maximální přesah ve spoji kola 4 a lanového bubnu	[mm]
Δh_{4min}	minimální přesah ve spoji kola 4 a lanového bubnu	[mm]
η_1	celková účinnost prvního stupně	[-]
$\eta_{lož}$	účinnost ložisek	[-]
$\eta_{ř}$	účinnost převodu	[-]
μ_1	činitel mazání prvního stupně	[-]
μ_2	činitel mazání druhého stupně	[-]
σ_{o1A}	ohybové napětí v místě A vstupního hřídele	[MPa]
σ_{o1B}	ohybové napětí v místě B vstupního hřídele	[MPa]
σ_{o2A}	ohybové napětí v místě A předlohového hřídele	[MPa]
σ_{o2B}	ohybové napětí v místě B předlohového hřídele	[MPa]
σ_{o2C}	ohybové napětí v místě C předlohového hřídele	[MPa]

σ_{oBA}	ohybové napětí v místě A lanového bubnu	[MPa]
σ_{oBB}	ohybové napětí v místě B lanového bubnu	[MPa]
σ_{oBC}	ohybové napětí v místě C lanového bubnu	[MPa]
σ_{oBD}	ohybové napětí v místě D lanového bubnu	[MPa]
σ_{oBE}	ohybové napětí v místě E lanového bubnu	[MPa]
σ_{osB}	ohybové napětí ve středu bubnu	[MPa]
σ_{oB}	ohybové napětí v místě B kliky	[MPa]
σ_{oA}	ohybové napětí v místě A kliky	[MPa]
σ_{od}	dovolené ohybové napětí	[MPa]
σ_{red1A}	redukované napětí v místě A vstupního hřídele	[MPa]
σ_{red1B}	redukované napětí v místě B vstupního hřídele	[MPa]
σ_{red1N}	redukované napětí spoje kola 1 a vstupního hřídele	[MPa]
σ_{red2N}	redukované napětí spoje kola 2 a předlohového hřídele	[MPa]
σ_{red3N}	redukované napětí spoje kola 3 a předlohového hřídele	[MPa]
σ_{red4N}	redukované napětí spoje kola 4 a lanového bubnu	[MPa]
σ_{redBA}	redukované napětí v místě A lanového bubnu	[MPa]
σ_{redBB}	redukované napětí v místě B lanového bubnu	[MPa]
σ_{redBC}	redukované napětí v místě C lanového bubnu	[MPa]
σ_{redBD}	redukované napětí v místě D lanového bubnu	[MPa]
σ_{redBE}	redukované napětí v místě E lanového bubnu	[MPa]
σ_{reds}	redukované napětí ve šroubu	[MPa]
σ_{redsB}	redukované napětí ve středu lanového bubnu	[MPa]
σ_t	tahové napětí ve šroubu	[MPa]
τ_k	krouticí napětí ve šroubu	[MPa]
τ_{k1A}	Napětí v krutu v místě A vstupního hřídele	[MPa]
τ_{k1B}	napětí v krutu v místě B vstupního hřídele	[MPa]
τ_{k2A}	napětí v krutu v místě A předlohového hřídele	[MPa]
τ_{k2B}	napětí v krutu v místě B předlohového hřídele	[MPa]
τ_{k2C}	napětí v krutu v místě C předlohového hřídele	[MPa]
τ_{kBA}	napětí v krutu v místě A lanového bubnu	[MPa]
τ_{kBB}	napětí v krutu v místě B lanového bubnu	[MPa]
τ_{kBC}	napětí v krutu v místě C lanového bubnu	[MPa]
τ_{kBD}	napětí v krutu v místě D lanového bubnu	[MPa]
τ_{k2BE}	napětí v krutu v místě E lanového bubnu	[MPa]
τ_{ksB}	napětí v krutu ve středu bubnu	[MPa]
φ	koeficient vzrůstu maximálního napětí	[-]
φ'	úhel součinitele tření v závitu	[°]
φ_1	činitel provedení řetězu prvního stupně	[-]
φ_2	činitel provedení řetězu druhého stupně	[-]
χ_1	činitel výkonu prvního stupně	[-]
χ_2	činitel výkonu druhého stupně	[-]
ψ	úhel stoupání závitu	[°]

Úvod

Cílem této bakalářské práce je navrhnout lanový naviják s ručním pohonem a převodem. Naviják je zatížený tažnou silou v laně o velikosti 300 N. Na lanový buben musí být možné navinout minimálně 30 m lana o vhodném průměru. Převod navijáku musí být chráněn krytem. Úkolem je, kromě konstrukčního řešení, také pevnostní kontrola součástí navijáku a návrh kotevních šroubů, které spolu s konstrukcí na břehu nejsou součástí navijáku.

1. Navijáky

Jako navijáky můžeme označit mechanická zařízení, sloužící k navíjení/odvíjení lana na buben a z bubnu k vytažení nebo spouštění břemene. Základ navijáku tvoří buben na hřídeli, na který se navíjí lano, uložení bubnu a klika nebo elektromotor otáčející bubnem. Z fyzikálního hlediska pracují na principu kola na hřídeli, což je v podstatě dvojzvrtná páka. Kromě navijáku se můžeme setkat i s výrazy rumpál – většinou u studny a vrátek – ve stavebnictví.

1.1. Typy navijáků podle pohonu

Podle typu pohonu můžeme rozdělit navijáky na ruční a elektrické. Některé druhy navijáků, například vyprošťovací zařízení u terénních automobilů mohou mít pohon hydraulický, využívající čerpadlo vozidla, nebo výjimečně spalovací.

Ruční:

„Rumpál, nejjednodušší zdvihadlo užívané při studnách k čerpání vody, v hornictví a na lodích k vytahování, k dopravě menších břemen.“ – Ottův slovník naučný.

Ručně poháněné navijáky tzv. rumpály jsou jedny z nejstarších strojů používaných člověkem. Typický případ jednoduchého ručního rumpálu je studna – lano se navíjí na válec pomocí kliky a vytahuje okov. U rumpálů pro vytahování větších břemen pak byly běžné kliky dvě, umožňující práci více lidí a využití větší síly.

Dnes rumpály můžeme nalézt na jachtách, kde slouží ke spouštění plachet, v domácím využití (v dílně, na zahradě) a samozřejmě u studen, spíše jako dekoraci jelikož se používají čerpadla.



Obr. 1.1 – ruční rumpál [30]

Jako ruční naviják můžeme označit i rybářské navijáky, které se dají podle způsobu navíjení rozdělit na dva typy. První z nich funguje jako klasický naviják a vlasec je navíjen otáčením cívky. Používá se při muškaření. U druhého typu se vlasec navíjí pomocí mechanismu, který rotuje okolo stojící cívky.



Obr. 1.2 – rybářský naviják [29]

Elektrické:

Elektrické navijáky nevyužívají k navíjení lana lidskou sílu, krouticí moment je zde vyvozen elektromotorem s převodovkou. Elektrické navijáky jsou používány v průmyslu u jeřábů, kde jsou využívány velké třífázové motory nebo jako vyprošťovací zařízení, obvykle s motorem na 12 nebo 24 V.

1.2. Oblasti využití navijáků

Navijáky se využívají tam, kde je potřeba vytáhnout, přitáhnout nebo jinak přemístit nějaké břemeno. Můžeme je najít v mnoha odvětvích průmyslu ať už ve stavebnictví nebo strojírenství, většinou jako součást jeřábů, ale i například ve sportu a rekreaci, kdy můžu zmínit rybolov nebo vodní sporty (wakeboarding).

Průmysl:

V průmyslu jsou nejvíce využity elektrické, případně hydraulické navijáky, které jsou součástí jeřábů.

Ve strojírenství se bavíme nejčastěji o mostových a portálových jeřábech. Ve výrobních halách najdeme mostové jeřáby – hlavní nosník se pohybuje po kolejnicích pod stropem. Po hlavním nosníku se pohybuje kočka, zajišťující pohyb ve druhé ose a zdvih. Portálové jeřáby se využívají ve venkovních prostorech nebo třeba v přístavech. Hlavní nosník je pevně spojen s nosnou konstrukcí, spolu tvoří portál a pohybuje se po kolejnicích na zemi. Stejně jako u mostového jeřábu je na hlavním nosníku kočka.



Obr. 1.3 – mostový jeřáb v nástrojárně

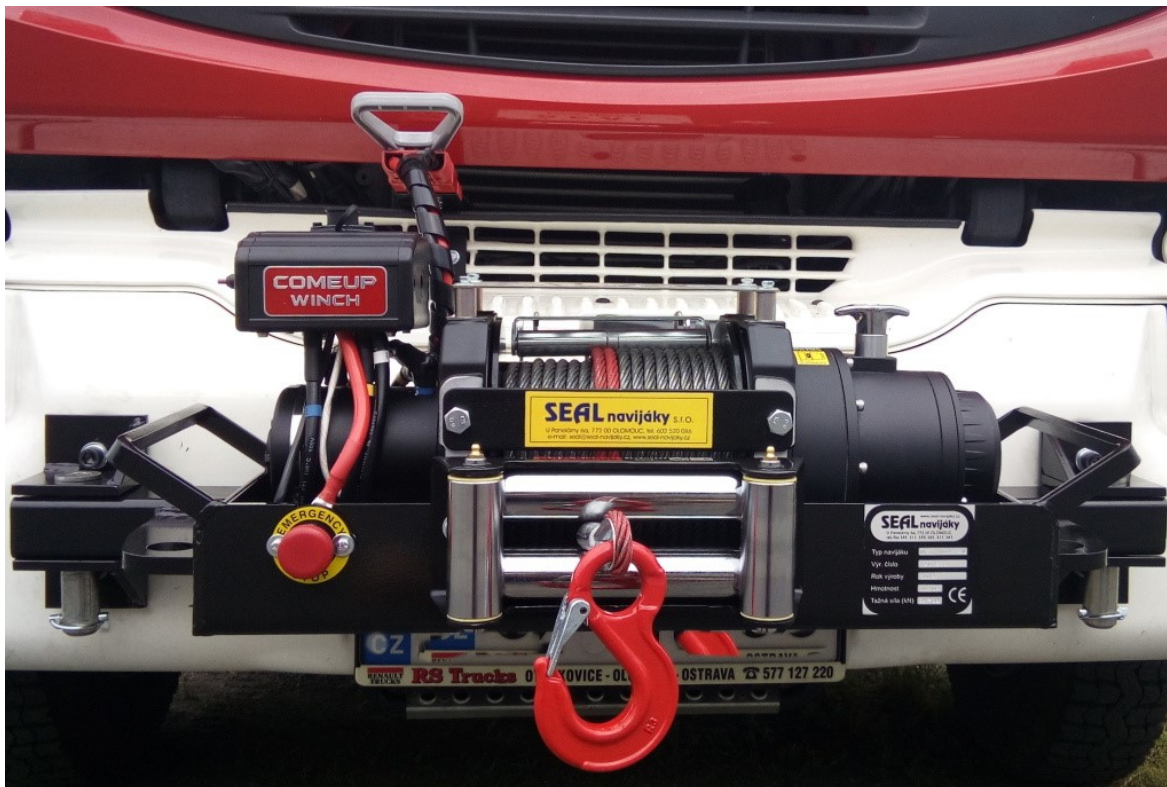
Na stavbách se využívají věžové jeřáby. Jsou většinou bezpojezdové, otočí se kolem osy a po ramenu jeřábu pojíždí kočka. Dokáží obsáhnout kruhovou plochu. Využívají se také automobilové jeřáby. Teleskopické rameno jeřábu je upevněno na korbě automobilu, stejně jako kabina jeřábníka a naviják. Pohyby tohoto jeřábu (vysunutí, otáčení, navíjení) jsou ovládány hydraulicky.



Obr. 1.4 – automobilový jeřáb [28]

Vozidla:

Autonavijáky můžeme najít na terénních automobilech a čtyřkolkách, kde plní funkci vyprošťovacího zařízení, nebo mohou sloužit například k tažení klád v lese. Podobné úkoly (vyproštění vozidla, odtáhnutí překážky) plní navijáky u vozidel hasičské služby. Zde mohou být pevně připevněné na autě, poháněné elektromotorem nebo hydraulicky jako u ostatních vozidel nebo jsou poháněné spalovacím motorem. Tento druh není na pevně namontovaný, ale pomocí řetězu/řemenu se připojí na externí zdroj, například motorovou pilu. Dále můžeme naviják najít na vozidlech odtahové služby, kde slouží k vytažení odtahovaného auta na korbu.



Obr. 1.5 – naviják hasičského auta [27]

Sport/rekreace:

Zde jsou navijáky využity nejčastěji u vodních sportů. Asi nejrozšířenějším vodním sportem využívajícím navijáky je rybaření. O rybářských navijácích jsem se již zmiňoval v kapitole 1.1.

Základ wakeboardingu je kombinace surfingu a vodního lyžování. Člověk při něm stojí na surfu a je tažen po hladině lodí nebo vlekem. Navijáky mohou být elektrické nebo benzínové a jsou použity především při jednorázových akcích. Stálé instalace bývají poháněné spíše vlekem než navijákem a jezdí se na nich dokola po lanové dráze. V Česku se wakeboarding provozuje mimo jiné na Lipně, Těrlicku nebo Hlučínském jezeru.

Parasailing je způsob rekreace, kdy je člověk na speciálním padáku tažen lanem za lodí. Výška je regulována odvíjením lana z navijáku a může být až 360 metrů. Na padáku mohou být zavěšeny až pro 4 osoby. U nás si můžeme parasailing vyzkoušet třeba na Orlické přehradě.



Obr. 1.6 – parasailing [26]



Obr. 1.7 – wakeboarding [25]

1.3. Příslušenství navijáků

Do této kapitoly se řadí lana a převody.

1.3.1. Lana

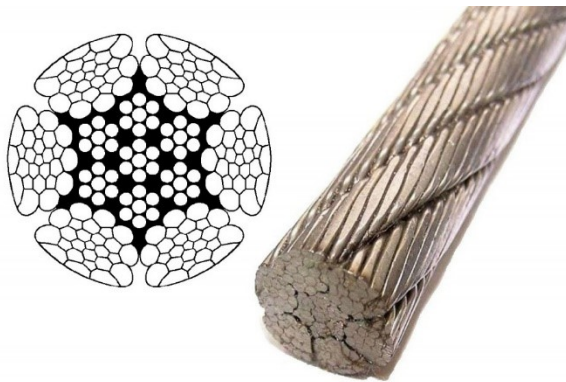
Lana můžeme rozdělit na ocelová, syntetická a přírodní. Jedná se o dlouhé svazky spletených vláken. Slouží především k vázání, svazování předmětů a tažení, zavěšení nákladu nebo i k dekoraci (například omotané láhve a demižony).

Přírodní:

Jak už název napovídá, jsou vyráběné z přírodních materiálů, jako jsou konopí, juta nebo len. Jsou nejčastěji využívané ve stavebnictví, lesnictví nebo při pracích na zahradě. Také jako dekorační prvky a sportovní náčiní. Jejich nevýhodou je drsný povrch a velká citlivost na kyseliny, jsou však odolné vůči zásadám a vlhku. Jsou citlivé na uzly, kdy uzel může snížit únosnost lana až o 50%.

Ocelová:

Ocelová lana jsou splétaná z tažených ocelových drátů. Bývají nejčastěji zinkovaná nebo jinak galvanicky upravená. Vlastnosti ocelových lan se liší podle použitého materiálu, povrchové úpravy, způsobu splétání, počtu drátů a pramenů, běžně se jejich pevnost pohybuje mezi 1300 – 2000 MPa. Pro využití ve vlhkém prostředí se hodí zinkovaná nebo nerezová lana. Mají velkou únosnost, která závisí na počtu drátů a stylu splétání.



Obr. 1.8 – válcované ocelové lano [23]

Syntetická:

Vyrábí se z umělých materiálů, jako je polyetylen. Mají velkou únosnost, ale zároveň jsou lehké. Jsou velmi odolné vůči chemikáliím a povětrnostním vlivům. Jejich nevýhodou je velká deformace při dlouhodobém zatížení.

1.3.2. Převody

Navijáky mohou být poháněny přímo od kliky či motoru nebo přes převod. Nejčastěji se používají převodovky s čelními koly, kuželovými koly, šnekové a planetové převodovky.

Čelní a kuželová kola:

Ozubená kola obecně přenáší krouticí moment a pohyb (otáčení) pomocí účelně tvarovaných zubů v nějakém poměru. Ten je dán poměrem mezi počty zubů, popřípadě mezi průměry kol. Čelní kola, ať už přímé nebo šikmé, slouží k přenosu mezi hřídeli s rovnoběžnými osami. Zuby jsou u těchto kol vytvořeny na obvodu kola. U kuželových kol jsou zuby vyrobené na kuželové ploše kola. Slouží k přenosu momentu mezi navzájem kolmými hřídeli. Pro přenos velkých momentů se používají zakřivené zuby, která mají větší únosnost než přímé zuby.

Šnekový převod:

Šnekové kola přenáší moment mezi hřídeli s mimoběžnými osami s velkým převodovým poměrem, který může být až $i=100$. Šnek převodu je v podstatě šroub s velkým stoupáním, může mít jeden nebo více (až 9) zubů (šroubovic). Protikusem je kolo s čelními zuby. Šnekové převody se používají pro malé zatížení a občasný provoz s malými otáčkami, jelikož se po sobě zuby nejen odvalují, ale třou o sebe, vzniká zde tudíž velké oteplení a převod má malou účinnost (45 – 80 %)



Obr. 1.9 – šnekový převod [20]

Planetový převod:

Planetové převodovky se využívají u elektrických navijáků. Výhodou, oproti klasickým převodovkám, jsou malé rozměry. Skládá se z centrálního a korunového kola, satelitů a jejich unášeců. Hnací, hnané kolo a unášec satelitů mají společnou osu. Satelity konají dva pohyby, rotují kolem vlastní osy a kolem hlavní osy, podle toho získal tento druh převodovek své jméno. Používají se provedení se zabrzdným korunovým kolem, centrálním kolem nebo unášecem satelitů. Při zablokování všech částí funguje jako stálý záběr.



Obr. 1.10 – třístupňová planetová převodovka [24]

1.4. Navijáky na trhu

Na trhu lze najít nespočet řešení pro různá zatížení a oblasti využití. Na ukázkou je uvedeno pár nabízených navijáků.

Güde 720 B 55126:

Ruční naviják pro přitahování břemen. Je vybaven brzdou. Pro účely montáže slouží 3 otvory pro šrouby. Na buben lze navinout 20 m lana, na kterém je hák. Maximální zatížení tohoto navijáku je 720 kg.



Obr. 1.11 – naviják Güde 720 B 55126 [22]

MSW PROPULLATOR 2000-C

Tento elektrický offroadový naviják o výkonu 750 W, je poháněn napětím 12 V. Je vybaven automatickou brzdou a třístupňovou planetovou převodovkou. Je určen k použití v nesjízdném terénu k tažení vozidla nebo například přitahování dřeva rychlostí až 3,2 m/min. K tomuto je vybaven 15 m pozinkovaného lana o průměru 4 mm. Maximální zatížení navijáku je 907 kg. Je vybaven kabelovým dálkovým ovládáním, je lehký a odolný vůči prachu a vlivům počasí.



Obr. 1.12 – naviják MSW PROPULLATOR 2000-C [21]

MSW PROLIFTOR 800

Zdvihací elektrický naviják o výkonu 1300 W, je poháněn napětím 230 V. Lze jej používat dvojím způsobem. Prvním z nich je využití háku na volném konci lana. V tomto režimu je maximální hmotnost břemene 400 kg. Při zajištění volného konce a nasazení kladnice s hákem se maximální hmotnost zvýší na 800 kg. Navíjecí rychlost je při použití kladnice menší a to 4 m/min, zatímco bez kladnice je 8 m/min. Naviják je vybaven 12 m lanem o průměru 5,1 mm a automatickou brzdou. Je ovládán dálkovým kabelovým ovládáním.



Obr. 1.13 – naviják MSW PROLIFTOR 800 [21]

2. Konstrukce navijáku

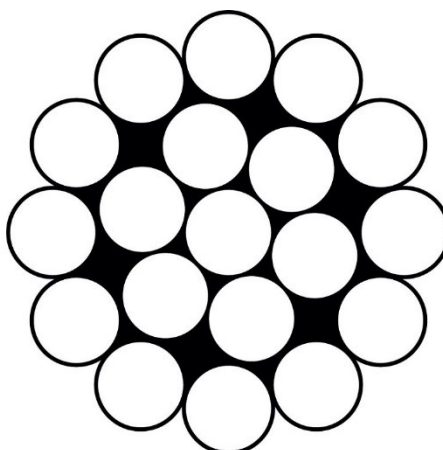
Hlavní částí navijáku je lanový buben s ručním pohonem a pomocným převodem. Uložení bubnu a hřídelí pomocného převodu je v kluzných pouzdrech v bočnicích navijáku. Vzdálenost bočnic je zajištěna pomocí rozpěrných tyčí, z nichž některé zajišťují i možnost odklápění krytu. Naviják je vybaven vodícím válcem, který pomáhá přivádět lano na buben vodorovně.



Obr. 2.1 – lanový naviják [31]

2.1. Lano

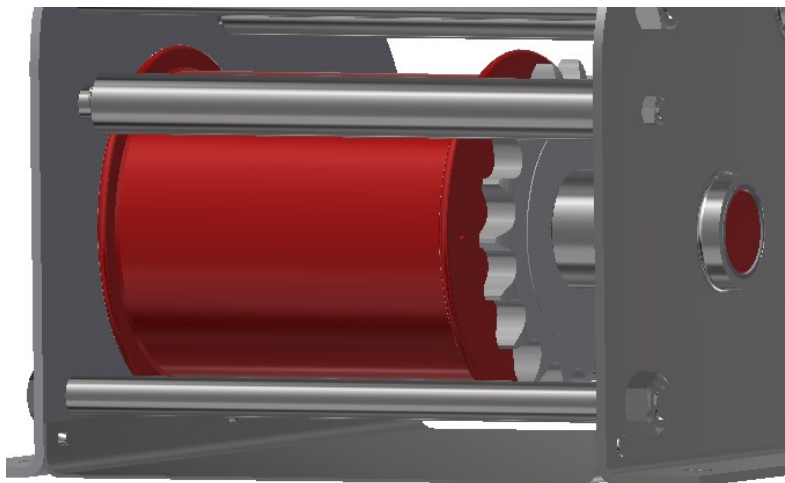
Výběr průměru lana závisí na požadované minimální síle k jeho přetržení. V tomto případě vychází lano o průměru 2 mm a pevnosti 1770 MPa s odpovídající silou k přetržení. Lano jsem volil pozinkované, jelikož se naviják nachází ve vlhkém prostředí na břehu a navíc je u lana předpoklad přímého kontaktu s vodou. Konstrukce lana je 1x19, jedná se tedy o jednopramenné lano spletené z 19 drátů. Délka lana je vypočtena na 48 m, čímž je splněna podmínka minimální délky lana.



Obr. 2.2 – konstrukce lana 1x19 [19]

2.2. Lanový buben

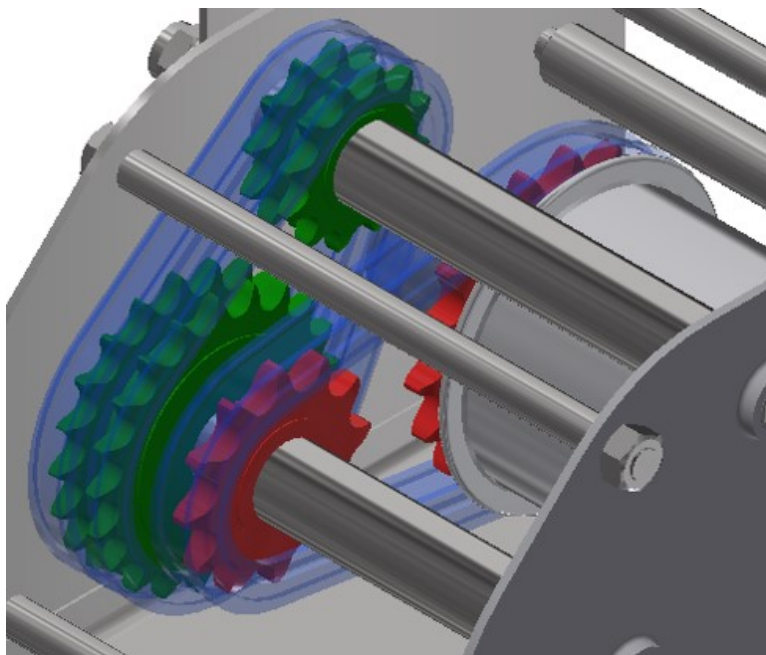
Rozměry bubnu vychází z průměru lana. Navíjecí část má potom průměr 90 mm a šířku 108 mm. Na buben lze navinout 48 m lana ve 4 vrstvách, což odpovídá 54 závitům v jedné vrstvě. Buben se skládá z válce a dvou bočnic. Je to tedy svařenec těchto 3 součástí. Buben je největší součást navijáku, proto jsem jako materiál zvolil hliník 6061 a zkonstruoval jsem jej navíc dutý.



Obr. 2.3 – lanový buben [31]

2.3. Řetězový převod

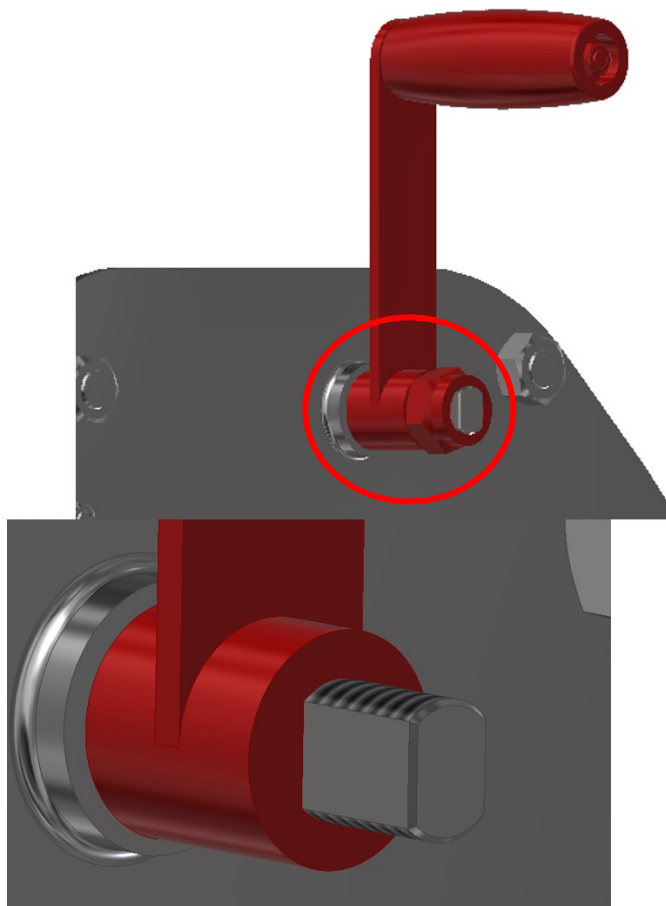
Naviják je vybaven pomocným řetězovým převodem. Tento převod je dvoustupňový s převodovými poměry $i_1=1,75$ a $i_2=1,5$. První stupeň je realizován pomocí dvouradého řetězu 08B-2 s 28 články. Druhý stupeň jednořadým řetězem 10B s 30 články.



Obr. 2.4 – uspořádání převodu [31]

2.4. Pohon

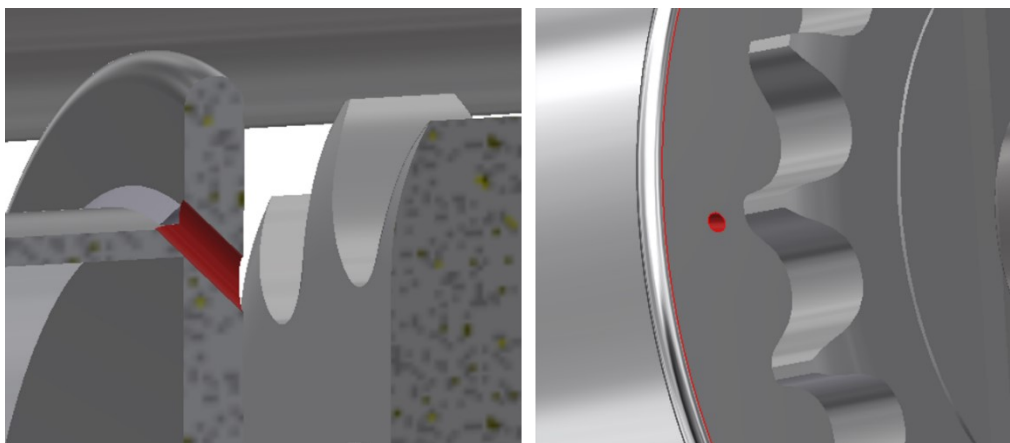
Pohon navijáku je dle zadání ruční pomocí kliky. Její délka je vypočtena na 86 mm, což je délka zaručující v kombinaci s pomocným převodem dostatečný krouticí moment k překonání momentu způsobeného silou v laně. Přenos momentu z kliky je zajištěn tvarovým stykem mezi tvarovanou dírou v klice a tvarovanou hřídelí. Aby klika z hřídele nespadla, je zajištěna maticí DIN 985 s plastovým kroužkem jako pojištěním proti povolení.



Obr. 2.5 – tvar a pojištění kliky [31]

2.5. Ukotvení lana

Lano musí být ukotveno k bubnu. V tomto případě je lano provlečenou dírou v bubnu a zajištěno pomocí lanové svorky Simplex. Tato svorka funguje tak, že se jí lano provleče, udělá se smyčka a opět se provleče svorkou, která se šroubem utáhne.



Obr. 2.6 – ukotvení lana k bubnu [31]



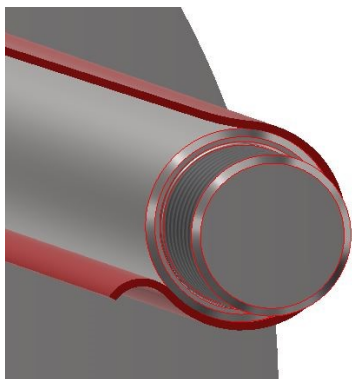
Obr. 2.7 – lanová svorka Simplex [18]

Podobně se na druhém konci lana zajistí hák, v tomto případě karabina, sloužící k připojení lana navijáku k lodi, tzn. smyčka lana provlečená okem karabiny je zajištěna svorkou Simplex.

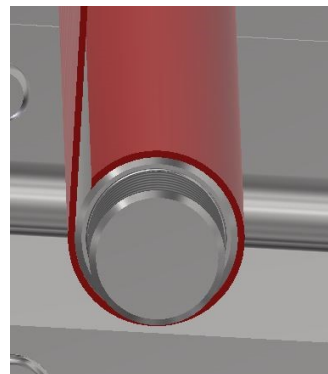
2.6. Kryt převodu

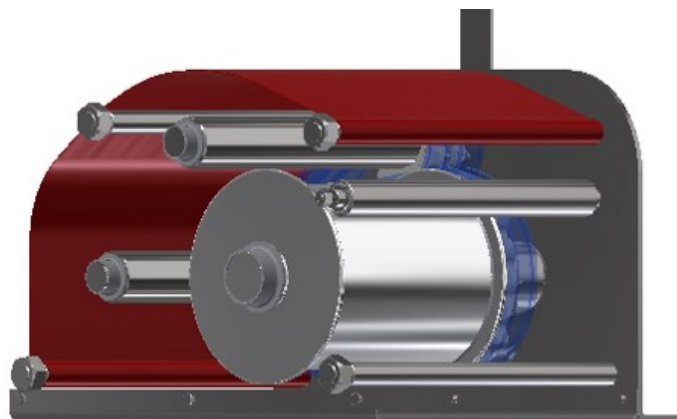
Kryt převodu plní dvě funkce. První z nich je ochrana řetězového převodu před přírodními vlivy, jako je déšť, druhou ochrana obsluhy před zraněním.

Kryt je ohybek z nerezového plechu 1.4301+2R o tloušťce 0,5 mm. Z důvodu mazání řetězu je odklápěcí. Odklápění krytu je vyřešeno tak, že ve spodní části je plech ohnut do tvaru válce a nasunut na rozpěrnou tyč, a v horní části je ohnut jen částečně, aby bylo možné zajistit jej na rozpěrné tyči, ale zároveň se dal odklopit. Řešení lze názorně vidět na obrázku 2.8.



Obr. 2.8 – zajištění krytu [31]

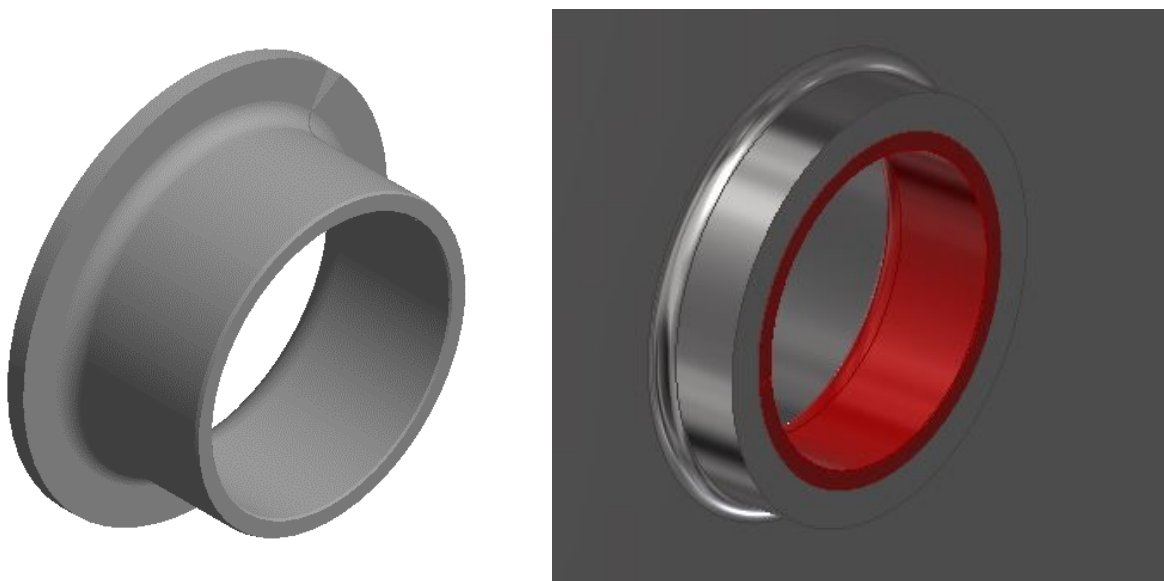




Obr. 2.9 – kryt převodu [31]

2.7. Ložiska

Z důvodů malých rychlostí a sil jsou použita kluzná pouzdra. Z katalogu SKF jsou podle rozměrů hřídelů zvolena pouzdra PCMF 151709 E a PCMF 252811_5 E. Tato pouzdra jsou z kompozitu PTFE, jsou vhodné pro provoz bez domazávání, jelikož mají dobré samomazné vlastnosti, jsou také relativně odolné vůči korozi. Nespornou výhodou je jejich nízká cena, nevýhodou však je, že ne moc dobře snáší nesouosost a špatný povrch hřídele. Jsou uloženy v prolisech na bočnicích navijáku.

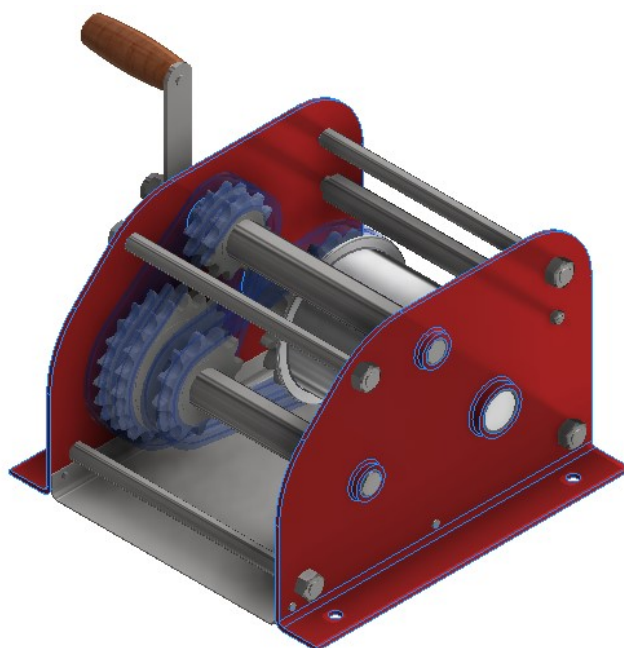


Obr. 2.10 – kluzné pouzdro a jeho uložení [31]

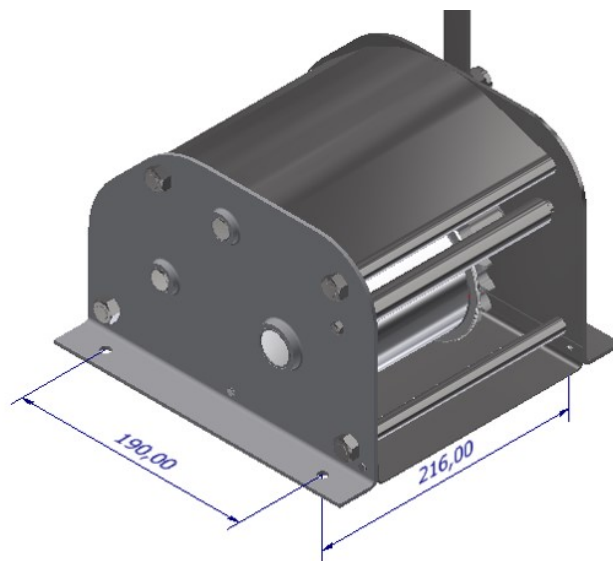
2.8. Bočnice

Bočnice slouží k uložení hřídelí a bubnu a také k upevnění navijáku na břehu pomocí šroubů. Jsou z nerezového plechu 1.4301+2B o tloušťce 3 mm. V bočnici jsou prolisy pro kluzná pouzdra. Správnou rozteč mezi dvěma zrcadlovými bočnicemi zajišťují 4 rozpěrné tyče. K bočnicím je pomocí 6 nýtů namontováno dno, které je ohybek z plechu stejné tloušťky a materiálu jako kryt převodu. Ve spodní části jsou bočnice ohnuty a v takto

vzniknuvších nožkách jsou vyvrtány díry pro šrouby M8 k upevnění na břehu. Rozteč děr pro šrouby je 190x216 mm



Obr. 2.11 – bočnice[31]



Obr. 2.12 – rozteče děr pro šrouby[31]

3. Výpočtová část

Základní stanovené parametry navijáku, od kterých se odvíjí konstrukce a výpočty jsou zatěžující síla F_L a minimální délka lana $L_{\min} = 30$ [m].

3.1. Určení průměru lana

Průměr lana se určí pomocí síly potřebné k jeho přetržení, která musí být větší než zatěžující síla vynásobená zvolenou bezpečností.

zatěžující síla $F_L = 300$ [N]

zvolená bezpečnost proti přetržení $k_L = 12$ [-]

Minimální síla k přetržení je pak:

$$F_{ptmin} = F_L \cdot k_L = 300 \cdot 12 = 3600 \text{ [N]} \quad (3.1)$$

Jmenovitý průměr lana (mm)	Hmotnost lana (kg/m)	Minimální síla při přetržení lana F-min (v kN) při jmenovité pevnosti drátů MPa	
		1770	1960
1	0,005	0,93	1,03
1,25	0,008	1,45	1,61
1,3	0,009	1,57	1,74
1,5	0,011	2,09	2,32
1,6	0,013	2,38	2,64
1,8	0,016	3,02	3,34
2	0,020	3,72	4,12
2,5	0,031	5,82	6,44
3	0,045	8,38	9,28
4	0,079	14,90	16,50
5	0,124	23,28	25,77
6	0,178	33,52	37,11

Obr. 3.1 – parametry lana [19]

Z obrázku 3.1 je zřejmé že zadaným podmínkám odpovídá lano o průměru 2 mm a jmenovité pevnosti drátů 1770 MPa.

3.2. Rozměry lanového bubnu

Rozměry bubnu vychází z průměru a délky lana. Podle [8] se průměr bubnu určí jako celočíselný násobek průměru lana a jeho šířka jako $1 \div 1,5$ násobek průměru bubnu. Tloušťka stěny bubnu je pak $0,8 \div 1$ násobek průměru lana.

průměr lana $d_L = 2$ [mm]

zvolený násobek průměru lana pro průměr bubnu $x_L = 45$ [-]

zvolený násobek průměru bubnu $x_B = 1,2$ [-]

zvolený násobek průměru lana pro tloušťku stěny bubnu $x_s = 0,8 [-]$

Průměr bubnu:

$$D_0 = d_L \cdot x_L = 2 \cdot 45 = 90 [mm] \quad (3.2)$$

Šířka bubnu:

$$B_B = D_0 \cdot x_B = 90 \cdot 1,2 = 108 [mm] \quad (3.3)$$

Tloušťka stěny bubnu:

$$s_B = x_s \cdot d_L = 0,8 \cdot 2 = 1,6 [mm] \quad (3.4)$$

3.3. Délka a hmotnost lana

Celková délka lana je součet délek lan v jednotlivých vrstvách. Délka lana ve vrstvě závisí na počtu závitů a průměru v dané vrstvě. Počet závitů se liší v liché a sudé vrstvě.

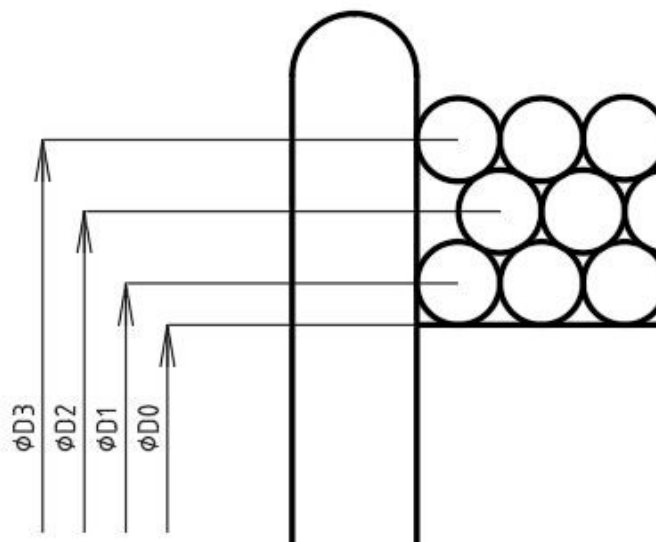
Počet závitů v liché vrstvě:

$$n_{lichá} = \frac{B_B}{d_L} = \frac{108}{2} = 54 [-] \quad (3.5)$$

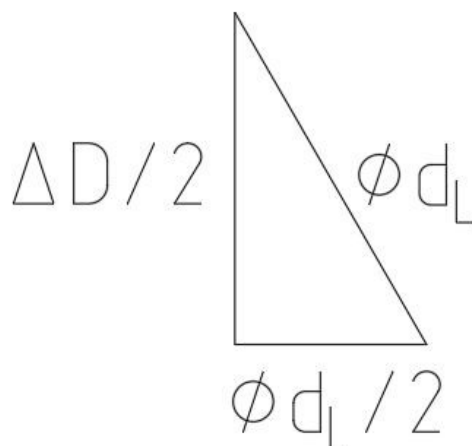
Počet závitů v sudé vrstvě:

$$n_{sudá} = \frac{B_B}{d_L} - 1 = \frac{108}{2} - 1 = 53 [-] \quad (3.6)$$

Ze schématu navíjení lana na obrázku 3.2 lze odvodit nejdříve rozteč mezi vrstvami $\Delta D/2$ (obrázek 3.3) a následně průměry v jednotlivých vrstvách.



Obr. 3.2 – schéma navíjení lana[32]



Obr. 3.3 – odvození rozteče [32]

Rozteč vrstev $\Delta D/2$:

$$\Delta D/2 = \sqrt{\phi d_L^2 - \frac{\phi d_L^2}{2}} = \sqrt{2^2 - 1^2} = \sqrt{3} \text{ [mm]} \quad (3.7)$$

Průměry vrstev:

$$\phi D_1 = D_0 + d_L = 90 + 2 = 92 \text{ [mm]} \quad (3.8)$$

$$\phi D_2 = D_1 + \Delta D = 92 + 2 \cdot \sqrt{3} = 95,46 \text{ [mm]}$$

$$\phi D_3 = D_2 + \Delta D = 95,46 + 2 \cdot \sqrt{3} = 98,93 \text{ [mm]}$$

Délka lana ve vrstvách:

$$L_{L1} = \pi \cdot D_1 \cdot n_{lichá} = \pi \cdot 92 \cdot 54 = 15\,607,43 \text{ [mm]} \quad (3.9)$$

$$L_{L2} = \pi \cdot D_2 \cdot n_{sudá} = \pi \cdot 95,46 \cdot 53 = 15\,895,19 \text{ [mm]}$$

$$L_{L3} = \pi \cdot D_3 \cdot n_{lichá} = \pi \cdot 98,93 \cdot 54 = 16\,782,77 \text{ [mm]}$$

Celková délka lana:

$$L_C = L_{L1} + L_{L2} + L_{L3} = 15\,607,43 + 15\,895,19 + 16\,782,77 = 48\,285,4 \text{ [mm]} \quad (3.10)$$

Po zaokrouhlení je délka lana 48 m. Z výpočtu je vidět, že by zadaných 30 m vycházelo už ve dvou vrstvách, ale rozhodl jsem se přidat jednu vrstvu jako rezervu.

Hmotnost lana se spočítá z celkové délky lana a jeho hmotnosti na 1 m délky.

hmotnost 1 m $m_{1m} = 0,02 \text{ [kg]}$

celková délka $L_C = 48 \text{ [m]}$

Celková hmotnost:

$$m_c = m_{1m} \cdot L_c = 0,02 \cdot 48 = 0,96 [kg] \quad (3.11)$$

3.4. Otáčky a krouticí momenty

Otáčky kliky jsou zvoleny s ohledem na pohodlí a možnosti obsluhy jako 50 min^{-1} . Z těchto otáček a výkonu jaký je člověk schopen dlouhodobě vykonávat se určí vstupní krouticí moment. Výsledný krouticí moment na bubnu musí být větší než krouticí moment způsobený silou v laně, který brání v navíjení lana.

dlouhodobý výkon člověka podle [13] $P_{\epsilon} = 90 [W]$

vstupní otáčky $n_l = 50 \text{ min}^{-1}$

Vstupní moment:

$$M_{k1} = \frac{30 \cdot P_{\epsilon}}{\pi \cdot n_l} = \frac{30 \cdot 90}{\pi \cdot 50} = 17,18 [Nm] \quad (3.12)$$

Výkon a moment na předlohovém hřídeli:

$$P_2 = P_{\epsilon} \cdot \eta_1 = 90 \cdot 0,882 = 79,38 [W] \quad (3.13)$$

$$M_{k2} = \frac{30 \cdot P_2}{\pi \cdot \frac{n_l}{i_1}} = \frac{30 \cdot 79,38}{\pi \cdot 28,57} = 26,53 [Nm]$$

kde

η_1 je účinnost 1. stupně $\rightarrow \eta_1 = \eta_{lož} \cdot \eta_{ř}$

i_1 je převodový poměr prvního stupně $i_1 = 1,75 [-]$

$\eta_{lož}$ je účinnost ložisek $\rightarrow \eta_{lož} = 0,9 [-]$

$\eta_{ř}$ je účinnost řetězového převodu $\rightarrow \eta_{ř} = 0,98 [-]$

Výkon a moment na bubnu:

$$P_B = P_{\epsilon} \cdot \eta_1^2 = 90 \cdot 0,778 = 70,01 [W]$$

$$M_{kB} = \frac{30 \cdot P_B}{\pi \cdot \frac{n_l}{i_2}} = \frac{30 \cdot 70,01}{\pi \cdot 19,04} = 35,1 [Nm]$$

kde

i_2 je převodový poměr prvního stupně $i_2 = 1,5 [-]$

Moment od síly v laně:

$$M_{kL} = F_L \cdot D_3 = 200 \cdot 98,93 = 29,68 [Nm] \quad (3.14)$$

$M_{kB} > M_{kL} \rightarrow \text{vyhovuje}$

3.5. Návrh řetězového převodu

Podle diagramového výkonu se z výkonového diagramu určí minimální velikost řetězu a takový řetěz se následně pevnostně kontroluje.

Pro výpočet diagramového výkonu je potřeba z tabulek zvolit hodnoty činitelů mazání μ , výkonu χ , provedení řetězu ϕ a rázu Y .

Tab. 1 – činitel mazání μ [10]

Roz- mezí výkonu	Rychlost řetězu [m.s ⁻¹]	Druh mazání		μ [-]			
		Vhodné	Přípustné	Vhodné přípustné mazání	Nedostatečné mazání		Bez ma- zání
					bez znečištění	se znečištěním	
I	do 4	Lehké mazání olejem s vyšší viskozitou kapkami, 4 až 14 kapek za min.	Mazání tukem, ruční mazání	1	0,6	0,3	0,15
II	do 7	Ponorné mazání máčením v olejové lázni	Mazání kapkami oleje, asi 20 kapek za min.	1	0,3	0,15	nepři- pus- tné
III	do 12	Tlakové oběžné mazání olejem	Olejová lázeň s odstřikovacím kotoučem		nepřípustné		
	přes 12	Mazání olejovou mlhou	Tlakové oběžné mazání olejem				

Tab. 2 – činitel provedení řetězu ϕ [10]

Řetěz	ϕ [-]
ČSN 02 3311 provedení A, B a ČSN 02 3324 typ 06 C	1
ČSN 02 3311 ostatní provedení kromě A a B	0,8
ČSN 02 3315 (řetěz s dlouhou roztečí)	1,5

Tab. 3 – činitel výkonu χ [9]

Činitel rázů $Y = 1$					Činitel rázů $Y = 2$					Činitel rázů $Y = 3$					Činitel rázů $Y = 4$					
i	Počet zubů malého řetězového kola																			
	13	17	19	21	≥25	13	17	19	21	≥25	13	17	19	21	≥25	13	17	19	21	≥25
	Činitel výkonu κ																			
1	0,39	0,73	0,83	0,93	1,11	0,28	0,53	0,60	0,67	0,81	0,24	0,42	0,52	0,58	0,70	0,21	0,34	0,43	0,53	0,64
2	0,50	0,82	0,93	1,04	1,26	0,36	0,60	0,68	0,76	0,92	0,30	0,50	0,59	0,66	0,80	0,26	0,44	0,52	0,61	0,73
3	0,57	0,88	1,00	1,12	1,36	0,42	0,65	0,73	0,82	0,99	0,35	0,55	0,63	0,71	0,86	0,29	0,51	0,58	0,65	0,79
5	0,64	0,96	1,09	1,22	1,49	0,47	0,71	0,80	0,89	1,09	0,40	0,61	0,69	0,77	0,94	0,33	0,57	0,63	0,71	0,86
≥7	0,67	1,02	1,15	1,30	1,59	0,49	0,75	0,85	0,96	1,16	0,42	0,64	0,73	0,82	1,00	0,35	0,59	0,67	0,75	0,92

Tab. 4 – činitel rázu Y [10]

Hnaný stroj	Hnací stroj							
	Elektro-motor	Spalovací motor				Vodní turbína		Parní Turbína
		Pomaloběžný		rychloběžný				
		1 válec	2 válce	4 válce	6 válců	rychloběžná	pomaloběžná	
Soustruh, vrtačka	1,4							
Frézka	1,5							
Hoblovka	2,3							
Obrážečka	2							
Tažný stroj	1,8							
Lis								
-hydraulický	1,8			2,5	2,2			
-výstředníkový	2,5							
-pákový	2							
Pístový kompresor								
-jednostupňový	2,5		5	4	3,5			
-dvoustupňový	2		4,5	3,5	3			
Odstř. kompresor								
-jednostupňový	1,6	4	3,2	2,5	2			
-dvoustupňový	1,3	3	2,7	2	1,6			
Dmýchadlo	1,5		3	2,5	2			
Ventilátor	2,5		3,7					
Pístové čerpadlo								
-jednoválcové	2	5	4	3	2,6	2,5	3,5	
-dvouválcové	1,8	4	3,5	2,7	2,3	2,2	2,7	
Odstřed. čerpadlo	1,5	3	2,8	2,2				
Válcovací trať	2,5							
Drtící válece	2							
Kulový mlýn	1,8							
Kladivový mlýn			5	4	3,5			
Hladicí kalandr	2,5							
Pěchovačka	2	5	4	3,2				
Mísící buben	1,7	4	3,2	2,5	2			
Bagr	3			4,5	4			
Půdní fréza			5	4				
Důlní rumpál	2,5							
Misič	1,6							

Pro první převodový stupeň:

činitel mazání $\mu_1 = 1$ [-]

činitel výkonu $\chi_1 = 0,34$ [-]

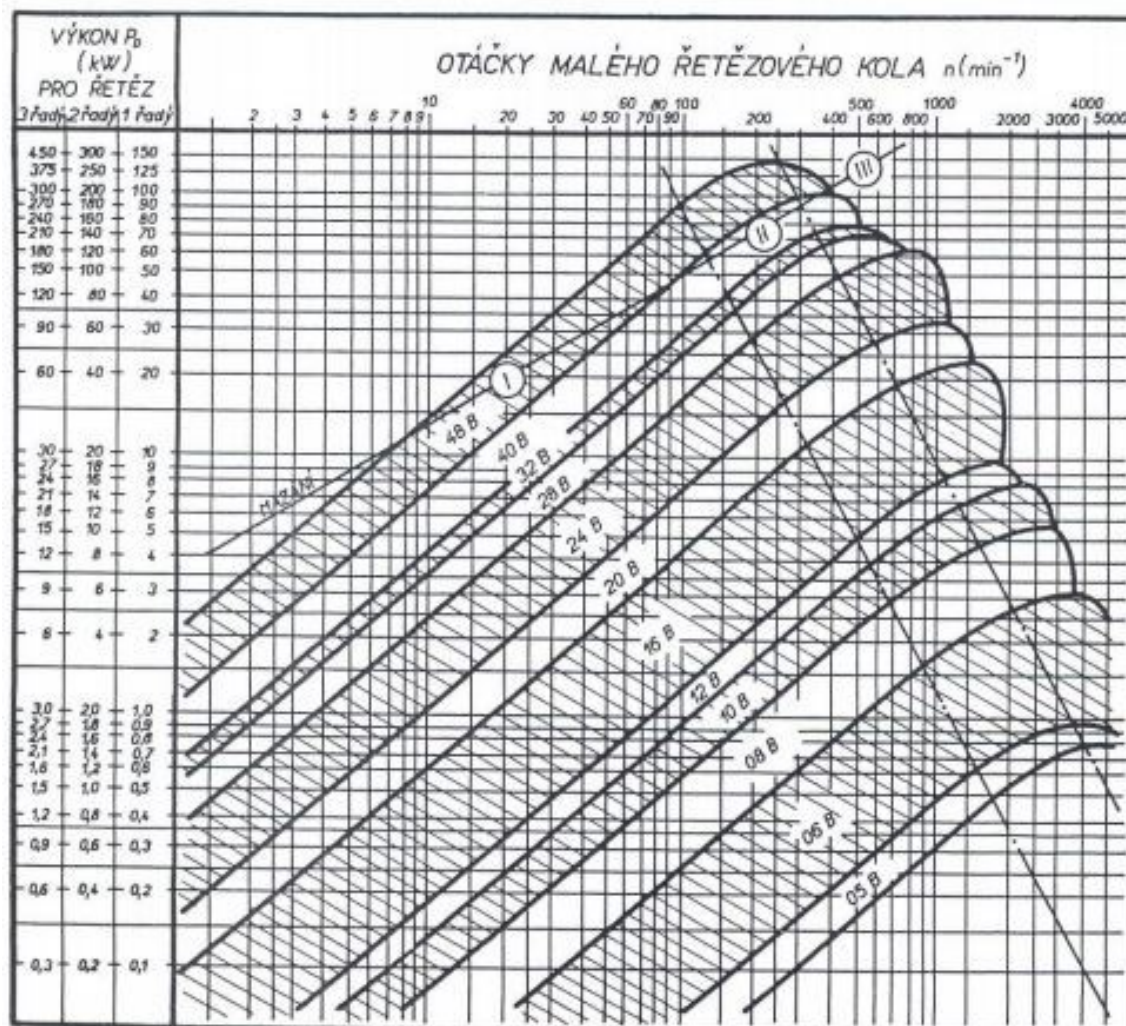
činitel rázu $Y_1 = 2$ [-]

činitel provedení řetězu $\varphi_1 = 1$ [-]

Diagramový výkon:

$$P_{D1} = \frac{P_{\check{c}}}{\mu \cdot \varphi \cdot \chi} = \frac{0,09}{1 \cdot 1 \cdot 0,34} = 0,264 \text{ [kW]} \quad (3.15)$$

Tab. 5 – výkonový diagram [10]



Pomocí vypočteného diagramového výkonu a vstupních otáček se určí velikost řetězu → 08B – 2.

Parametry řetězu prvního převodového stupně:

rozteč článků $t_1 = 12,7$ [mm]

plocha kloubu $S_1 = 100$ [mm²]

síla při přetržení $F_{př1} = 31,1$ [kN]

hmotnost 1m $m_{1mř1} = 1,35$ [kg]

Počty zubů řetězových kol:

Počet zubů malého řetězového kola se běžně spočítá jako $z_1 = 29 - 2 \cdot i_1$, u převodů s ručním pohonem však může být počet zubů snížen až na 8. V tomto případě je počet zubů zvolen jako $z_1 = 12$ [-].

$$\text{Počet zubů velkého řetězového kola } z_2 = z_1 \cdot i_1 = 12 \cdot 1,75 = 21 \text{ [-]} \quad (3.16)$$

Průměry řetězových kol:

$$D_{1ř} = \frac{t_1}{\sin(\frac{180^\circ}{z_1})} = \frac{12,7}{\sin(\frac{180^\circ}{12})} = 49,069 \text{ [mm]} \quad (3.17)$$

$$D_{2ř} = \frac{t_1}{\sin(\frac{180^\circ}{z_2})} = \frac{12,7}{\sin(\frac{180^\circ}{21})} = 85,21 \text{ [mm]}$$

Pro druhý převodový stupeň:

činitel mazání $\mu_2 = 1$ [-]

činitel výkonu $\chi_2 = 0,32$ [-]

činitel rázu $Y_2 = 2$ [-]

činitel provedení řetězu $\varphi_2 = 1$ [-]

Diagramový výkon:

$$P_{D2} = \frac{P_2}{\mu \cdot \varphi \cdot \chi} = \frac{0,07938}{1 \cdot 1 \cdot 0,32} = 0,248 \text{ [kW]}$$

Z diagramového výkonu a otáček předlohového hřídele se určí velikost řetězu $\rightarrow 10B-2$

Parametry řetězu druhého převodového stupně:

rozteč článků $t_2 = 15,875$ [mm]

plocha kloubu $S_2 = 134$ [mm²]

síla při přetržení $F_{př2} = 22,2$ [kN]

hmotnost 1m $m_{1mř2} = 0,95$ [kg]

Počty zubů řetězových kol:

$$z_3 = 12 [-]$$

$$z_4 = z_3 \cdot i_2 = 12 \cdot 1,5 = 18 [-]$$

Průměry řetězových kol:

$$D_{3ř} = \frac{t_2}{\sin(\frac{180^\circ}{z_3})} = \frac{15,875}{\sin(\frac{180^\circ}{12})} = 61,336 \text{ [mm]}$$

$$D_{4ř} = \frac{t_2}{\sin(\frac{180^\circ}{z_4})} = \frac{15,875}{\sin(\frac{180^\circ}{21})} = 106,513 \text{ [mm]}$$

3.6. Pevnostní kontrola prvního stupně řetězového převodu

Řetěz musí být zkontrolován proti přetržení staticky a dynamicky. Také musí být zkontrolován měrný tlak v kloubu. Při pevnostní kontrole řetězu musí být dodrženy 3 podmínky – statická bezpečnost $k_s > 7$, dynamická bezpečnost $k_d > 5$ a vypočtený tlak musí být menší než dovolený.

Pro výpočet statické a dynamické bezpečnosti je nejdříve potřeba určit sílu F_1 působící na řetěz.

Tahová síla řetězu:

$$F_1 = F_{o1} + F_{m1} + F_{c1} = 700,59 + 1,385 + 0,022 = 702 \text{ [N]} \quad (3.18)$$

kde

$$\text{obvodová síla } F_{o1} = \frac{60 \cdot P_{\xi}}{\pi \cdot D_{1ř} \cdot n_1} = \frac{60 \cdot 90}{\pi \cdot 49,069 \cdot 50} = 700,59 \text{ [N]} \quad (3.19)$$

$$\text{tahová síla dolní větve } F_{m1} = \frac{m_{1mř1} \cdot A_1^2}{8 \cdot 0,01 \cdot A_1} \cdot g = \frac{1,35 \cdot 0,083722^2}{8 \cdot 0,01 \cdot 83,722} \cdot 9,81 = 1,385 \text{ [N]} \quad (3.20)$$

$$\text{tahová složka odstředivé síly } F_{c1} = m_{1mř1} \cdot \frac{\pi \cdot D_{1ř} \cdot n_1}{60} = 1,35 \cdot \frac{\pi \cdot 49,069 \cdot 50}{60} = 0,022 \text{ [N]} \quad (3.21)$$

kde

A_l je osová vzdálenost kol prvního stupně z programu Autodesk Inventor

Statická bezpečnost:

$$k_{s1} = \frac{F_{př1}}{F_1} = \frac{31\,100}{702} = 44,3 [-] \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3.22)$$

Dynamická bezpečnost:

$$k_{d1} = \frac{F_{př1}}{F_1 \cdot Y_1} = \frac{31\,100}{702 \cdot 2} = 22,15 [-] \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3.23)$$

$$p_{v1} = \frac{F_1}{S_1} = \frac{702}{100} = 7,02 [MPa] \quad (3.24)$$

Tab. 6 – dovolený tlak [16]

Rychlost řetězu (m.s-1)	Dovolенý tlak ps(MPa)/počet zubů pastorku							
	11	13	15	17	19	21	23	25
0,1	31,29	31,29	31,39	31,78	31,98	32,47	32,47	32,86
0,2	27,96	30,02	32,21	30,41	30,41	31,00	31,49	31,89
0,6	24,13	26,09	27,08	27,76	28,15	18,45	29,05	29,72
1,0	21,29	23,35	24,72	25,60	26,39	26,78	27,46	27,96
2,0	16,68	19,33	21,09	22,17	23,25	23,94	24,53	25,11
3,0	13,64	16,48	18,54	20,01	20,90	21,68	22,37	23,05
6,0		11,08	13,64	15,50	16,58	17,46	18,25	18,93
10,0			9,12	11,48	13,05	14,03	14,91	15,60
15,0				7,85	9,99	11,18	12,16	12,95
24					5,00	6,67	8,04	9,12

Dovolенý tlak z tabulky 6 je $p_{d1} = 31,29 [MPa]$

$$p_{v1} < p_{d1} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3.25)$$

3.7. Pevnostní kontrola druhého stupně řetězového převodu

Tahová síla řetězu:

$$F_2 = F_{o2} + F_{m2} + F_{c2} = 865,09 + 1\,125,79 + 0,007 = 866,27 [N]$$

kde

$$\text{obvodová síla } F_{o2} = \frac{60 \cdot P_2}{\pi \cdot D_{3ř} \cdot n_2} = \frac{60 \cdot 79,38}{\pi \cdot 61,336 \cdot 28,57} = 865,14 [N]$$

$$\text{tahová síla dolní větve } F_m = \frac{m_{1mř2} \cdot A_2^2}{8 \cdot 0,01 \cdot A_2} \cdot g = \frac{0,9 \cdot 102,009^2}{8 \cdot 0,01 \cdot 102,009} \cdot 9,81 = 1,125 [N]$$

$$\text{tahová složka odstředivé síly } F_c = m_{1mř2} \cdot \frac{\pi \cdot D_{3ř} \cdot n_2}{60} = 1,35 \cdot \frac{\pi \cdot 61,336 \cdot 28,57}{60} = 0,0076 [N]$$

kde

A_2 je osová vzdálenost kol druhého stupně z programu Autodesk Inventor

Statická bezpečnost:

$$k_{s2} = \frac{F_{př2}}{F_2} = \frac{22\,200}{866,27} = 25,63 [-] \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Dynamická bezpečnost:

$$k_{d2} = \frac{F_{př2}}{F_2 \cdot Y_2} = \frac{22\,200}{866,27 \cdot 2} = 12,81 [-] \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$p_{v2} = \frac{F_2}{S_2} = \frac{866,27}{67} = 12,93 [MPa]$$

Dovolený tlak z tabulky 6 je $p_{d2} = 31,29 [MPa]$

$p_{v2} < p_{d2} \rightarrow \text{vyhovuje}$

3.8. Návrh a kontrola kliky

Krouticí moment je na vstupním hřídeli vyvolán lidskou silou působící na kliku, jejíž délka se vypočte z těchto dvou veličin. Lidská síla je podle [13] 200 až 300 [N].

Požadovaný moment $M_{k1} = 17\,188,73 [Nmm]$

Lidská síla $F_{\check{c}} = 200 [N]$

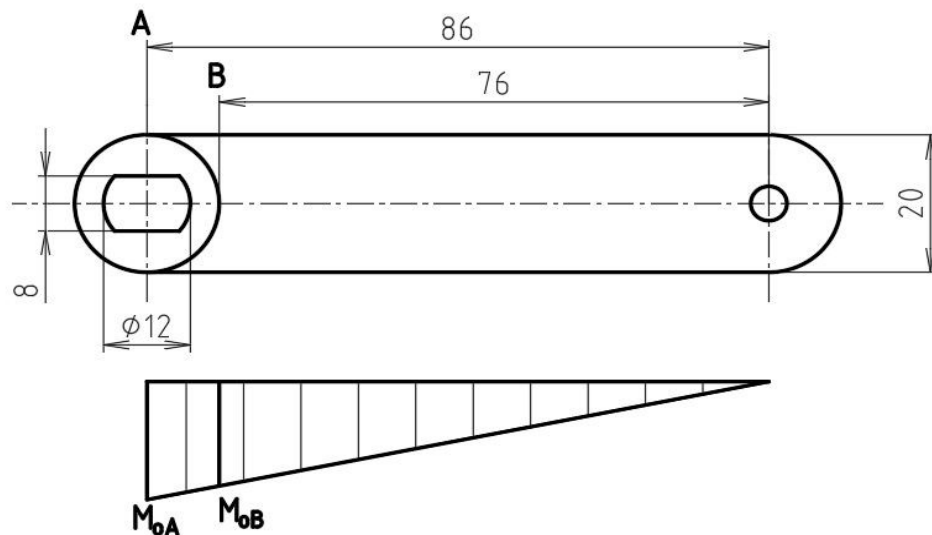
Délka kliky:

$$l_k = \frac{M_{k1}}{F_{\check{c}}} = \frac{17188,73}{200} = 85,94 [mm] \quad (3.26)$$

Výsledná délka kliky bude po zaokrouhlení 86 [mm]. Zaokrouhlením se změní i moment, který pak bude

$$M_{k1} = F_{\check{c}} \cdot l_k = 200 \cdot 86 = 17\,200 [Nmm] \quad (3.27)$$

Kontrola ohybu kliky:



Obr. 3.4 – schéma momentů na klice [32]

Ohybový moment v místě A:

$$M_{oA} = F_{\check{c}} \cdot l_{kA} = 200 \cdot 86 = 17\,200 \text{ [Nmm]}$$

Ohybový moment v místě B:

$$M_{oB} = F_{\check{c}} \cdot l_{kB} = 200 \cdot 76 = 15\,200 \text{ [Nmm]}$$

Napětí v místě A:

$$\sigma_{oA} = \frac{M_{oA}}{\frac{I_A}{z}} = \frac{17\,200}{\frac{12\,480}{10}} = 13,78 \text{ [MPa]} < \sigma_{od} \quad (3.28)$$

Napětí v místě B:

$$\sigma_{oB} = \frac{M_{oB}}{\frac{I_B}{z}} = \frac{15\,200}{\frac{2\,000}{10}} = 76 \text{ [MPa]} < \sigma_{od}$$

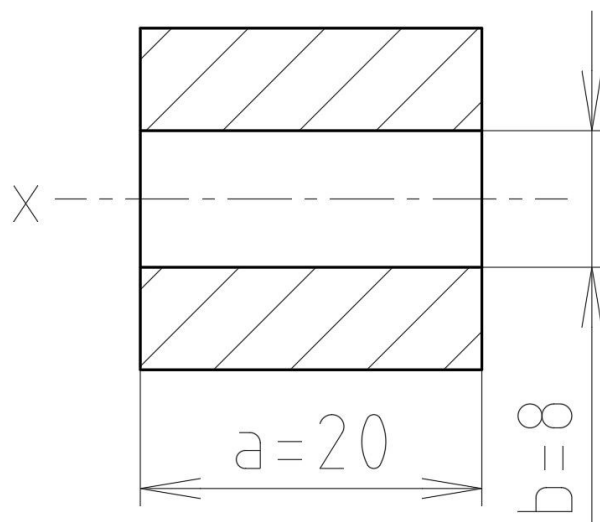
kde

z je vzdálenost krajního vlákna od neutrální osy plochy

σ_{od} je dovolené ohybové napětí, pro materiál 12 050 (1.1191) $\sigma_{od} = 205,875 \text{ [MPa]}$

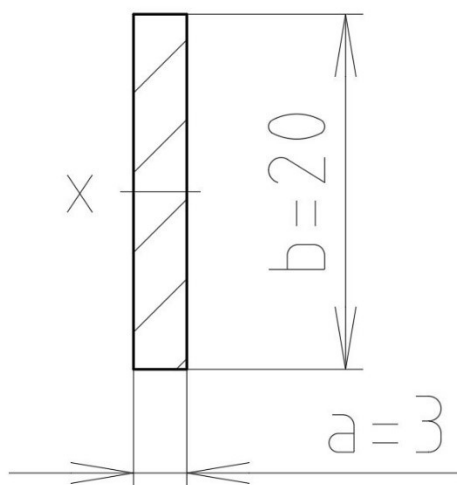
I_A, I_B jsou momenty setrvačnosti průřezů míst A a B

Momenty setrvačnosti:



Obr. 3.5 – průřez A [32]

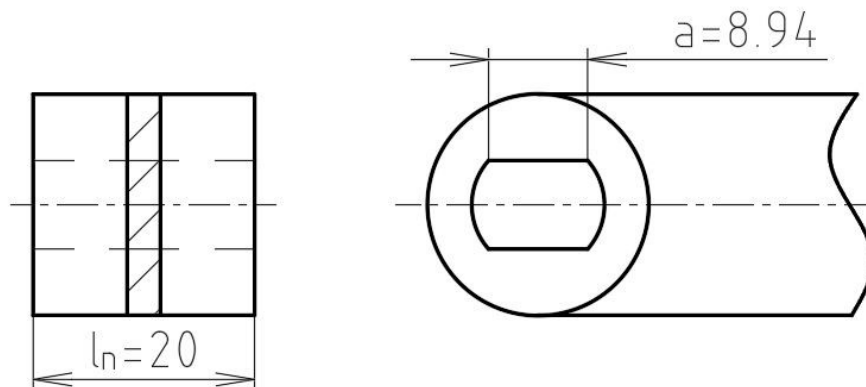
$$I_A = \frac{a^4}{12} - \frac{a \cdot b^3}{12} = \frac{20^4}{12} - \frac{20 \cdot 8^3}{12} = 12\,480 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (3.29)$$



Obr. 3.6 – průřez B [32]

$$I_B = \frac{a \cdot b^3}{12} = \frac{3 \cdot 20^3}{12} = 2\,000 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (3.30)$$

Otlačení tvarového spoje:



Obr. 3.7 – rozměry náboje [32]

$$p_k = \frac{12 \cdot F_c \cdot l_k \cdot \varphi}{l_n \cdot n_p \cdot a^2} = \frac{12 \cdot 200 \cdot 86 \cdot 1,5}{20 \cdot 2 \cdot 8,94^2} = 96,84 \text{ [MPa]} < p_{kd} \quad (3.31)$$

kde

n_p je počet ploch, které se otláčují

φ je koeficient vzrůstu maximálního napětí, $\varphi = 1,3 \div 2 [-]$

l_n je délka náboje

3.9. Spojení kol s hřídeli

Přenos krouticího momentu mezi hřídeli a řetězovými koly je realizován pomocí silového spoje – nalisováním. Tento druh spojení je levný, rychlý a jednoduchý (odpadá výroba například drážkování).

Z krouticího momentu a rozměrů spoje se spočte minimální potřebný tlak potřebný k přenosu momentu a z něj potřebný přesah. Podle výsledného napětí ve spoji se určí materiály hřídelů a kol.

Společné hodnoty pro všechny spoje:

modul pružnosti v tahu oceli $E = 210\,000 \text{ [MPa]}$

bezpečnost přenosu momentu $k_{lis} = 2 [-]$

součinitel tření ve stykové ploše $f = 0,15 [-]$ (obě součásti z oceli, hladké, lisováno za tepla) [4]

Spoj vstupního hřídele s kolem 1:

$$p_{1min} = \frac{2 \cdot k_{lis} \cdot M_{k1}}{\pi \cdot d_1^2 \cdot f \cdot b_{k1}} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 17\,200}{\pi \cdot 20^2 \cdot 0,15 \cdot 21} = 17,38 \text{ [MPa]} \quad (3.32)$$

kde

d_1 je průměr hřídele

b_{k1} je šířka spoje

$$\Delta h_{1min} = \frac{d_1 \cdot p_{1min}}{E} \cdot (C_1 + 1) = \frac{20 \cdot 17,38}{210\,000} \cdot 7,6 = 0,0059 \text{ [mm]} \quad (3.33)$$

Součinitel C:

$$C_1 = \frac{d_{os1}^2 + d_1^2}{d_{os1}^2 - d_1^2} = \frac{30^2 + 20^2}{30^2 - 20^2} = 2,6 [-] \quad (3.34)$$

V soustavě jednotné díry se určí tolerance díry H7 a z minimálního přesahu tolerance hřídele.

20H7:

$$DMR = 20 \text{ [mm]}$$

$$HMR = 20,021 \text{ [mm]}$$

$$dmr = HMR + \Delta h_{1min} = 20,021 + 0,0059 = 20,0269 \text{ [mm]} \quad (3.35)$$

Tolerance hřídele – r5

Maximální přesah:

$$\Delta h_{1max} = 0,037 \text{ [mm]}$$

Maximální tlak:

$$p_{1max} = \frac{\Delta h_{1max} \cdot E}{d_1 \cdot (C_1 + 1)} = \frac{0,037 \cdot 210\,000}{20 \cdot 3,6} = 107,92 \text{ [MPa]} \quad (3.36)$$

Kritickým místem je průměr d_1 díry. V tomto místě se spočte redukované napětí, podle kterého se určí materiál kola.

$$\sigma_{red1N} = p_{1max} \cdot \sqrt{C_1^2 + C_1 + 1} = 107,92 \cdot \sqrt{2,6^2 + 2,6 + 1} = 347,35 \text{ [MPa]} \quad (3.37)$$

Mez kluzu materiálu řetězového kola musí být větší než redukované napětí. Tuto podmínku splňuje materiál 18CrMo4 (1.7243) s mezí kluzu 590 MPa. Hřídel je namáhaná tlakem p_{1max} , kterému vyhovuje $Re = 305 \text{ [MPa]}$ materiálu 12 050 (1.1191).

Spoj předlohového hřídele s kolem 2:

$$p_{2min} = \frac{2 \cdot k_{tis} \cdot M_{k2}}{\pi \cdot d_2^2 \cdot f \cdot b_{k2}} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 26\,530,81}{\pi \cdot 20^2 \cdot 0,15 \cdot 21} = 26,81 \text{ [MPa]}$$

kde

d_2 je průměr hřídele

b_{k2} je šířka spoje

$$\Delta d_{2min} = \Delta h_{2min} = \frac{d_2 \cdot p_{2min}}{E} \cdot (C_2 + 1) = \frac{20 \cdot 26,81}{210\,000} \cdot 2,2 = 0,0056 \text{ [mm]}$$

Součinitel C :

$$C_2 = \frac{d_{os2}^2 + d_2^2}{d_{os2}^2 - d_2^2} = \frac{65^2 + 20^2}{65^2 - 20^2} = 1,2 \text{ [-]}$$

Tolerance díry H7

20H7:

$$DMR = 20 [mm]$$

$$HMR = 20,021 [mm]$$

$$dmr = HMR + \Delta h_{2min} = 20,021 + 0,0056 = 20,0266 [mm]$$

Tolerance hřídele – r5

Maximální přesah:

$$\Delta h_{2max} = 0,037 [mm]$$

Maximální tlak:

$$p_{2max} = \frac{\Delta h_{2max} \cdot E}{2 \cdot (C_2 + 1)} = \frac{0,037 \cdot 210\,000}{20 \cdot 2,2} = 175,86 [MPa]$$

$$\sigma_{red2N} = p_{2max} \cdot \sqrt{C_2^2 + C_2 + 1} = 175,86 \cdot \sqrt{1,2^2 + 1,2 + 1} = 336,95 [MPa]$$

Spoj předlohového hřídele s kolem 3:

$$p_{3min} = \frac{2 \cdot k_{l15} \cdot M_{k2}}{\pi \cdot d_2^2 \cdot f \cdot b_{k3}} = \frac{2 \cdot 26\,530,81}{\pi \cdot 20^2 \cdot 0,15 \cdot 9} = 62,56 [MPa]$$

$$\Delta d_{3min} = \Delta h_{3min} = \frac{d_2 \cdot p_{3min}}{E} \cdot (C_3 + 1) = \frac{20 \cdot 62,56}{210\,000} \cdot 2,97 = 0,018 [mm]$$

kde

b_{k3} je šířka spoje

Součinitel C :

$$C_3 = \frac{d_{os3}^2 + d_2^2}{d_{os3}^2 - d_2^2} = \frac{35^2 + 20^2}{35^2 - 20^2} = 1,97 [-]$$

Tolerance díry H7

20H7:

$$DMR = 20 [mm]$$

$$HMR = 20,021 [mm]$$

$$dmr = HMR + \Delta h_{3min} = 20,021 + 0,018 = 20,039 [mm]$$

Tolerance hřídele – u5

Maximální přesah:

$$\Delta h_{3max} = 0,05 [mm]$$

Maximální tlak:

$$p_{3max} = \frac{\Delta h_{3max} \cdot E}{2 \cdot (C_3 + 1)} = \frac{0,05 \cdot 210\,000}{20 \cdot 2,97} = 176,78 [MPa]$$

$$\sigma_{red3N} = p_{3max} \cdot \sqrt{C_3^2 + C_3 + 1} = 176,78 \cdot \sqrt{1,97^2 + 1,97 + 1} = 462,67 [MPa]$$

Spoj lanového bubnu s kolem 4:

$$p_{4min} = \frac{2 \cdot k_{lis} \cdot M_{kB}}{\pi \cdot d_3^2 \cdot f \cdot b_{k4}} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 35\,100,26}{\pi \cdot 30^2 \cdot 0,15 \cdot 9} = 13,24 [MPa]$$

kde

d_3 je průměr hřídele

b_{k4} je šířka spoje

$$\Delta d_{4min} = \Delta h_{4min} = \frac{d_3 \cdot p_{4min}}{E} \cdot (C_4 + 1) = \frac{20 \cdot 13,24}{210\,000} \cdot 2,54 = 0,017 [mm]$$

Součinitel C:

$$C_4 = \frac{d_{os4}^2 + d_3^2}{d_{os4}^2 - d_3^2} = \frac{65^2 + 30^2}{65^2 - 30^2} = 1,54 [-]$$

Tolerance díry H7

20H7:

$$DMR = 30 [mm]$$

$$HMR = 30,021 [mm]$$

$$dmr = HMR + \Delta h_{4min} = 30,021 + 0,017 = 30,038 [mm]$$

Tolerance hřídele – u5

Maximální přesah:

$$\Delta h_{4max} = 0,05 [mm]$$

Maximální tlak:

$$p_{4max} = \frac{\Delta h_{4max} \cdot E}{2 \cdot (C_4 + 1)} = \frac{0,05 \cdot 210\,000}{2 \cdot 2,54} = 39,35 [MPa]$$

$$\sigma_{red4N} = p_{4max} \cdot \sqrt{C_4^2 + C_4 + 1} = 39,35 \cdot \sqrt{1,54^2 + 1,54 + 1} = 87,25 [MPa]$$

U všech řetězových kol vychází redukované napětí pod mezí kluzu materiálu zvoleného pro kolo 1, proto jsou ze stejného materiálu 18CrMo4 (1.7243). Materiál hřídele bubnu 6061 má mez kluzu 100 [MPa] a působí na něj tlak 39,35 [MPa], tudíž vyhovuje. Materiál 12 050 (1.1191) je sice pro hřídele vyhovující, z důvodu navýšení statické bezpečnosti v další kapitole je však zvolen materiál vstupního hřídele 14 240 (1.7102) s vyšší mezí kluzu $Re = 440$ [MPa].

3.10. Statická kontrola hřídelů

Všechny hřídele byli staticky zkontrolovány. Výsledné bezpečnosti se pohybují od 2,53 do 1168 [-]. Detailní výpočet v příloze A.

4. Závěr

Cílem práce byl konstrukční návrh ručního lanového navijáku, sloužícího k vytažení lodi z vody na břeh. Zadanými parametry byly tažná síla v laně 300 N a minimální délka lana 30 m. Dále byl požadavek na zakrytování převodu, použití plastického maziva a návrh kotvících šroubů.

Požadavek minimální délky lana je splněn použitím 48 m lana, které je na buben navíjeno ve 3 vrstvách. Taktéž je splněno zakrytování převodu a mazání plastickým mazivem je zajištěno namazáním ložisek při montáži. Kotvící šrouby jsou zvoleny M8 a zkontrolovány s dostatečnou bezpečností.

První kapitola práce je zaměřena na různá provedení a využití navijáků. Jsou v ní rozděleny z hlediska pohonu a oblasti využití. Dále se zaměřuje na příslušenství, bez kterého by nemohly navijáky fungovat, konkrétně na lana a převody. V závěru kapitoly je uvedeno několik příkladů prodávaných navijáků.

Ve druhé části se práce zaměřuje na konstrukční řešení navrhovaného navijáku. Jsou zde popsány hlavní části navijáku a jejich funkce.

Třetí kapitola je výpočtová. V úvodu kapitoly je ze zadané tažné síly navrženo lano, jehož průměr je v dalším kroku hlavním parametrem pro výpočet rozměrů lanového bubnu. Dalším krokem ve výpočtech je zjištění krouticích momentů a otáček na jednotlivých hřídelích. Následuje návrh a pevnostní kontrola řetězového převodu, kontrola kliky a výpočet spojení řetězových kol s hřídeli, ze kterého vyplývají i materiál těchto součástí. Poslední dvě části třetí kapitoly jsou zaměřeny na statickou kontrolu hřídelů v kritických místech a kontrolu kotvících šroubů.

Na navijáku není požito podávací zařízení, jelikož mi přišlo u takto malého navijáku zbytečné, navíc by jeho použitím výrazně stoupla cena výsledného produktu.

5. Použitá literatura

- [1] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4
- [2] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. Technický průvodce. ISBN 80-03-00426-8
- [3] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů : návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava: Montanex, 2000. ISBN 80-7225-018-3
- [4] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. Vyd. 5., přeprac. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. Technický průvodce. ISBN 80-03-00046-7
- [5] MORAVEC, Vladimír a Jiří HAVLÍK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0878-1
- [6] NĚMEČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 2002. ISBN 80-248-0050-0
- [7] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHEKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0
- [8] SINAY, Juraj. *Teória a stavba zdvihačích strojov: návody na cvičenia*. 2. podstatne preprac. vyd. Bratislava: Alfa, 1988
- [9] KŘÍŽ, R. *Strojnické tabulky II: Pohony*. Ostrava: Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8
- [10] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů – teorie + projekty*, fs.vsb.cz/347/cs
- [11] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů II - Hřídele, tribologie, ložiska*. Brno: VUT Brno, 1983. 55-565-83.
- [12] Kluzná pouzdra SKF. *Arkov.cz* [online]. [cit. 2020-05-05]. Dostupné z: [https://www.arkov.cz/getattachment/f182b271-5616-4cbf-936c-fc90f91dd6e5/Kluzna-pouzdra-SKF-\(CZ\)](https://www.arkov.cz/getattachment/f182b271-5616-4cbf-936c-fc90f91dd6e5/Kluzna-pouzdra-SKF-(CZ))
- [13] Člověk a energie. *Kke.zcu.cz* [online]. [cit. 2020-05-05]. Dostupné z: https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/25_-Obcanska-nauka_60-61/60_IUT/165_Clovk-a-energie-pojmy---Benedikt---P0.pdf
- [14] Silové spoje hřídele s nábojem. *Mitcalc.cz* [online]. [cit. 2020-05-05]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/shaftconf/help/cz/shaftconf.htm>
- [15] Feron online. *Feron online - Vítejte* [online]. Copyright © 2017 Feron a.s. [cit. 05.05.2020]. Dostupné z: <https://online.feron.cz/vyhledavani/314>

- [16] VÝPOČET ŘETĚZOVÝCH PŘEVODŮ ČSN - PDF Stažení zdarma. [online]. Copyright © DocPlayer.cz [cit. 05.05.2020]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/8527793-Vypocet-retezovych-prevodu-csn-01-4809.html>
- [17] Mechanické vlastnosti ocelí | T-PROM s.r.o.. *Hutní materiál - Pardubice, Chrudim | T-PROM s.r.o.* [online]. Copyright © Copyright 2009 [cit. 05.05.2020]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>
- [18] Svorka lanová 2 plochá | Kondor.cz. *Hutní materiál, Kondor* [online]. Copyright © 2013, KONDOR, s.r.o. [cit. 05.05.2020]. Dostupné z: <https://www.kondor.cz/svorka-lanova-2-plocha/d-81103/>
- [19] Martin Hovorka - Lana - řetězy. *Martin Hovorka - Lana - řetězy* [online]. Dostupné z: <https://www.lana-retezy.cz/>
- [20] Sucuri WebSite Firewall - Access Denied. *Sucuri WebSite Firewall - Access Denied* [online]. Copyright © 2019 Sucuri Inc. All rights reserved. [cit. 05.05.2020]. Dostupné z: <http://mlgeardesigns.blog.cz/1310/druhy-a-vyroba-sneku-a-snekovych-kol>
- [21] Vybavení pro gastro, řemeslníky a průmysl | expondo.cz. *Vybavení pro gastro, řemeslníky a průmysl | expondo.cz* [online]. Copyright © 2007 [cit. 05.05.2020]. Dostupné z: <https://www.expondo.cz/>
- [22] Ruční lanový naviják Typ 720 B - GU55126 | Ruční lanové navijáky. *eshop PROFI nářadí | AHProfi.cz* [online]. Copyright © Všechna práva vyhrazena [cit. 05.05.2020]. Dostupné z: <https://www.ahprofi.cz/lanovy-navijak-typ-720-b-gu55126.htm>
- [23] Válcované lano 14mm, lesnické lano. *Safetex, zvedací a upínací technika - kurty, zvedáky, kladkostroje, hupcuky, váhy, řetězy, lana, jevištní a divadelní technika* [online]. Dostupné z: <https://www.safetex-shop.cz/p/3023/valcovane-ocelove-lano-grizzly-pr-14mm>
- [24] Sucuri WebSite Firewall - Access Denied. *Sucuri WebSite Firewall - Access Denied* [online]. Copyright © 2019 Sucuri Inc. All rights reserved. [cit. 05.05.2020]. Dostupné z: <http://mlgeardesigns.blog.cz/1310/planetova-prevodovka>
- [25] Funboats - dovolená v Chorvatsku. *Funboats - dovolená v Chorvatsku* [online]. Copyright © Funboats [cit. 05.05.2020]. Dostupné z: http://www.funboats.cz/vodni_sporty.html
- [26] Parasailing in Sozopol | GetMyBoat. *Boat Rentals, Yacht Charters, and More|GetMyBoat* [online]. Dostupné z <https://www.getmyboat.com/trips/jNXd8DWN/>

[27] Hasičská vozidla | Seal navijáky. *Navijáky a zdvihací technika* | Seal navijáky s.r.o. [online]. Copyright © [cit. 05.05.2020]. Dostupné z: <https://www.seal-navijaky.cz/montaze-hasicska/>

[28] Bazar autojeřábů CZECHMAT.CZ. *CZECHMAT, bazar stavebních strojů a nákladních aut.* CZECHMAT.CZ [online]. Copyright © 2011 VOSY MEDIA s.r.o. [cit. 05.05.2020]. Dostupné z: <http://www.czechmat.cz/autojeraby/>

[29] DELPHIN Rybářský naviják MODECO | NGTfish.cz. *NGTfish.cz - Rybářské potřeby* [online]. Copyright © 2013 [cit. 05.05.2020]. Dostupné z: <https://www.ngtfish.cz/delphin-rybarsky-navijak-modeco>

[30] Document Moved. [online]. Dostupné z: <http://www.truhlarstvizajda.cz/cs/fotogalerie/pergoly-rumpaly>

[31] Autodesk Inventor Professional 2019

[32] Autodesk AutoCAD 2019

6. Seznam příloh

Příloha A – Statická kontrola hřídelů

Příloha B – Kontrola ložisek

Příloha C – Kontrola kotvících šroubů

Příloha D – Lanový naviják (výkres sestavy)

Příloha E – Řetězové kolo 1 (výrobní výkres)